



Министерство образования
Республики Беларусь

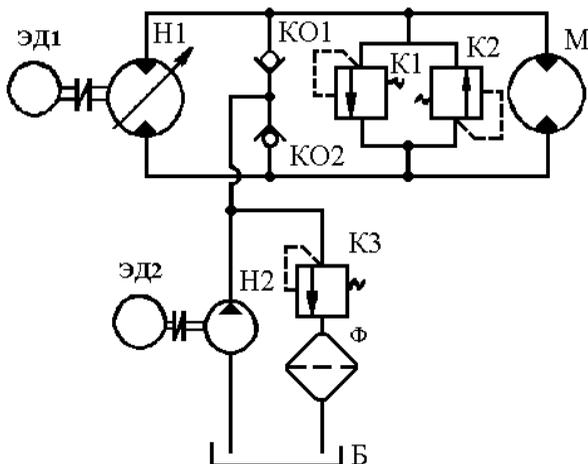
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Горные машины»

С.М. Петренко

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

Методическое пособие



Минск
БНТУ
2011

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Горные машины»

С.М. Петренко

**ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ
ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА
ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ**

Методическое пособие
для студентов специальности 1-36 10 01
«Горные машины и оборудование»
заочной формы обучения

Минск
БНТУ
2011

УДК 622.002.5-82 (075.4)

ББК 34.447я7

П 30

Рецензенты:

А.В. Нагорский, Ю.И. Тарасов

Петренко, С.М.

П 30 Проектный расчет гидропривода вращательного движения: методическое пособие для студентов специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование» заочной формы обучения / С.М. Петренко. – Минск: БНТУ, 2011. – 48 с.

ISBN 978-985-525-636-7.

В пособии приведена методика проектного расчета объемного гидропривода с вращательным движением выходного звена при выполнении контрольной работы по дисциплине «Гидромеханический привод горных машин» с примером выполнения расчета.

УДК 622.002.5-82 (075.4)

ББК 34.447я7

ISBN 978-985-525-636-7

© Петренко С.М., 2011

© БНТУ, 2011

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА	5
2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ОГП.....	5
3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ	6
3.1. Разработка принципиальной гидравлической схемы....	6
3.2. Выбор рабочего давления	12
3.3. Выбор рабочей жидкости	13
3.4. Выбор гидромотора	14
3.5. Определение расхода рабочей жидкости в гидросистеме	16
3.6. Выбор гидроаппаратов и вспомогательных устройств...	17
3.7. Определение потерь давления в гидравлическом тракте ОГП	18
3.8. Выбор насоса, определение частоты вращения его вала.....	21
3.9. Мощность приводного двигателя, КПД гидропривода.....	23
3.10. Тепловой расчет ОГП	26
ЛИТЕРАТУРА	31
ПРИЛОЖЕНИЕ	32

ВВЕДЕНИЕ

Объемные гидравлические приводы (ОГП) в горных машинах используются преимущественно в гидромеханических приводах, представляющих собой комбинацию ОГП с механическими передачами. В отдельных случаях реализуется привод с непосредственным соединением валов гидромотора и исполнительного механизма. Поэтому в пособии рассмотрены эти два варианта привода исполнительного механизма.

Большое значение имеет соответствие принципиальной гидравлической схемы ОГП назначению привода и технологическим требованиям к нему. Вид принципиальной гидравлической схемы ОГП определяет рабочие параметры привода, и, соответственно, количество и состав регулирующих и вспомогательных элементов в ней. В пособии подробно рассмотрены типовые принципиальные гидравлические схемы ОГП с описанием их функциональных свойств.

Изложенная в пособии последовательность проектного расчета ОГП обеспечивает получение требуемых выходных параметров привода – момента на валу гидромотора и частоты его вращения путем учета возможных утечек рабочей жидкости и потерь давления в тракте ОГП.

Содержание контрольной работы, варианты заданий и требования к ее оформлению приведены в [1].

Приведенные в данном пособии методики выбора принципиальной гидравлической схемы и проектного расчета ОГП могут быть использованы при курсовом и дипломном проектировании горных машин и оборудования.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА

Исходными данными при проектировании ОГП вращательного движения являются:

- максимальный момент $M_{\text{им}}$ сопротивления на валу приводимого гидромотором роторного механизма и частота $n_{\text{им}}$ его вращения;
- технологические требования к приводу (необходимость реверса направления вращения, регулирования частоты вращения, циклограмма работы привода и т. д.);
- длины участков гидролиний, их геометрические параметры, наличие крутых и плавных поворотов;
- температурный диапазон эксплуатации привода.

2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ОГП

Рекомендуется использовать следующий порядок определения рабочих параметров гидравлического привода:

- разработка принципиальной гидравлической схемы ОГП, удовлетворяющей технологическим требованиям к приводу роторного исполнительного механизма;
- определение длин участков гидролиний, вида и количества местных сопротивлений, гидроаппаратов и вспомогательных устройств в них;
- выбор рабочего давления привода;
- выбор рабочей жидкости (РЖ), удовлетворяющей условиям эксплуатации привода;
- выбор гидромотора;
- определение потока РЖ в гидросистеме;
- выбор типоразмеров гидроаппаратов и вспомогательных устройств;
- гидравлический расчет трубопроводов ОГП;

- выбор насоса, определение частоты вращения его вала;
- определение мощности приводного двигателя, КПД гидродвижителя;
- тепловой расчет ОГП.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

3.1. Разработка принципиальной гидравлической схемы

Структура принципиальной гидравлической схемы ОГП, количество и вид используемых гидроаппаратов и вспомогательных устройств разрабатываются с учетом технологических требований к приводу и условий эксплуатации привода.

Технологические требования определяют характер движения вала гидромотора (необходимость регулирования скорости, необходимость реверсирования направления вращения, «жесткая» остановка приводимого механизма или возможность выбега по инерции и т. д.) и должны быть учтены при разработке принципиальной гидравлической схемы включением соответствующих направляющих и регулирующих гидроаппаратов.

Условия эксплуатации привода учитываются включением в принципиальную гидравлическую схему соответствующих вспомогательных устройств (фильтров, теплообменников, гидроаккумуляторов и т. п.).

Для защиты привода от перегрузок в схему включаются предохранительные клапаны.

При разработке принципиальной гидравлической схемы ОГП вращательного движения может использоваться как замкнутая, так и разомкнутая схемы циркуляции РЖ.

По замкнутой схеме циркуляции РЖ выполняются приводы, которые должны обеспечивать регулирование частоты вращения исполнительного механизма и (или) реверсирование направления его вращения. Каждый гидромотор приводится от отдельного насоса.

Обычно замкнутая схема циркуляции РЖ предполагает наличие дополнительного насоса подпитки с рабочим давлением, меньшим, чем у основного насоса. Основные элементы такого гидропривода представлены на рис. 1: регулируемый реверсивный насос Н1, приводной электродвигатель ЭД1 ($n_{дв} = n_1 = \text{const}$) и нерегулируемый гидромотор М.

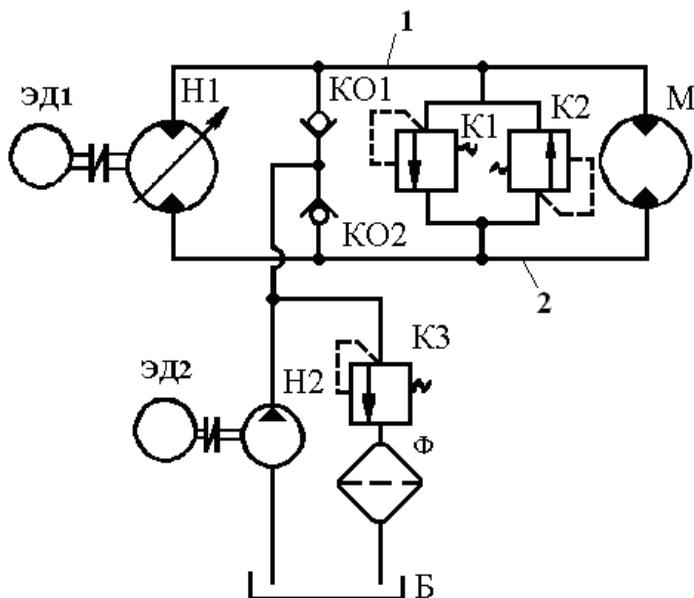


Рис. 1. ОГП с замкнутой схемой циркуляции РЖ

Компенсация утечек рабочей жидкости в замкнутой гидросистеме (Н1 – 1 – М – 2 – Н1) обеспечивается дополнительной системой подпитки Б – Н2 – 3 – КО. В эту систему входят: подпиточный насос Н2, приводной электродвигатель ЭД2, переливной клапан К3, поддерживающий постоянное давление подпитки $p = 0,3-0,5$ МПа, фильтр Ф и два обратных клапана КО1 и КО2. Насос подпитки Н2 через один из обратных клапанов (КО1 или КО2) соединен с линией всасывания основно-

го насоса Н1 и обеспечивает необходимый подпор на всасывании этого насоса. Если линия 1 является напорной линией замкнутой системы, то подпитка происходит через клапан КО2 в сторону линии 2 всасывания основного насоса. Другой обратный клапан КО1 в это время закрыт под действием большего, чем у насоса подпитки, давления в напорной линии 1. При реверсе направления вращения гидромотора линии всасывания и нагнетания основного насоса Н1 меняются местами и, соответственно, обратный клапан КО2 будет закрыт, а подпитка линии всасывания основного насоса Н1 будет осуществляться через обратный клапан КО1.

В гидроприводе имеются предохранительные клапаны К1 и К2, которые предохраняют ее от давления, превышающего установленное. При заданном направлении потока рабочей жидкости в гидросистеме выполняет свои функции тот предохранительный клапан, который соединен с напорной линией, например, клапан К1, если напорной линией является линия 1.

Использование в приводе регулируемого насоса Н1 обеспечивает бесступенчатое регулирование частоты вращения вала гидромотора М.

Избыточная подача насоса Н2 через переливной клапан К3 и фильтр Ф отводится в гидробак, где РЖ выдерживается некоторое время для охлаждения.

В ОГП большой мощности, работающих по замкнутой схеме, для утилизации выделяющейся при работе теплоты обеспечивается принудительная прокачка части подачи насоса подпитки через внутренние полости гидромотора и насоса с отводом этого потока РЖ в теплообменник.

Типовая схема такого регулируемого реверсивного ОГП приведена на рис. 2.

Управление подачей основного регулируемого аксиально-плунжерного насоса Н1 осуществляется с помощью однокаскадного золотникового гидравлического усилителя мощности с обратной кинематической связью (дросселирующий золотник

Р1 и гидроцилиндры 6, обеспечивающие заданный угол наклона диска насоса). Нерегулируемый насос подпитки Н2 приводится от вала основного насоса Н1 и обеспечивает питание гидравлического усилителя мощности, а также подпитку линии всасывания основного насоса Н1 через обратные клапаны КО1 или КО2.

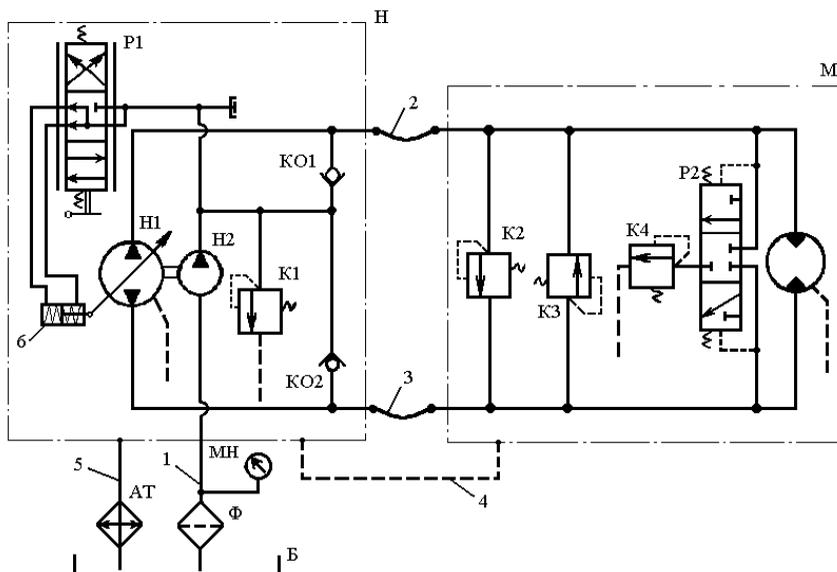


Рис. 2. ОГП большой мощности с замкнутой схемой циркуляции РЖ

При нейтральном положении золотника Р1 угол наклона диска основного насоса Н1 равен нулю и, соответственно, подача основного насоса Н1 равна нулю, вал гидромотора М остановлен. Вся подача насоса подпитки Н2 в этом случае через предохранительный клапан К1 отводится в корпус насоса Н1 и далее через теплообменник АТ в гидробак Б.

При отличном от нуля угле наклона диска основного регулируемого насоса Н1 вал гидромотора М начинает вращаться с частотой, пропорциональной углу наклона диска. При этом

одна из гидролиний (2 или 3) становится напорной, вторая – линией всасывания.

При напорной гидролинии 2 насос подпитки через обратный клапан КО2 и гидролинию 3 обеспечивает подпитку основного насоса, а избыток подачи через золотниковый гидрораспределитель Р2 и предохранительный клапан К4 подает в корпус гидромотора М, далее по дренажной гидролинии 4 в корпус основного насоса Н1, из него через теплообменник АТ в гидробак Б. Гидрораспределитель Р2 за счет разности давлений в гидролиниях 2 и 3 автоматически смещается вниз от нейтрального положения и обеспечивает пропускание избытка подачи насоса подпитки из гидролинии 3 в предохранительный клапан К4 и далее в корпус гидромотора М.

При реверсировании подачи основного насоса Н1 гидролиния 3 становится напорной. Насос подпитки Н2 через обратный клапан КО1 и гидролинию 2 обеспечивает подпитку основного насоса. Под действием более высокого давления в гидролинии 3 гидрораспределитель Р2 смещается вверх от нейтрального положения и тем самым обеспечивает пропускание избытка подачи насоса подпитки из гидролинии 2 в предохранительный клапан К4, корпус гидромотора М и далее через корпус основного насоса Н1 и теплообменник в гидробак.

Применение такой схемы замкнутой циркуляции РЖ обеспечивает интенсивный отвод теплоты от насоса и гидромотора с потоком прокачиваемой через их корпуса РЖ в теплообменник. Потребный объем РЖ в гидробаке существенно снижается, но корпуса насоса и гидромотора находятся под избыточным давлением и возрастают требования к уплотнениям вала этих гидромашин.

Разомкнутая схема циркуляции РЖ (рис. 3) характерна для нерегулируемых приводов, в которых от одного насоса приводятся как один, так и несколько гидромоторов, а также для приводов с дроссельным регулированием частоты вращения вала гидромотора.

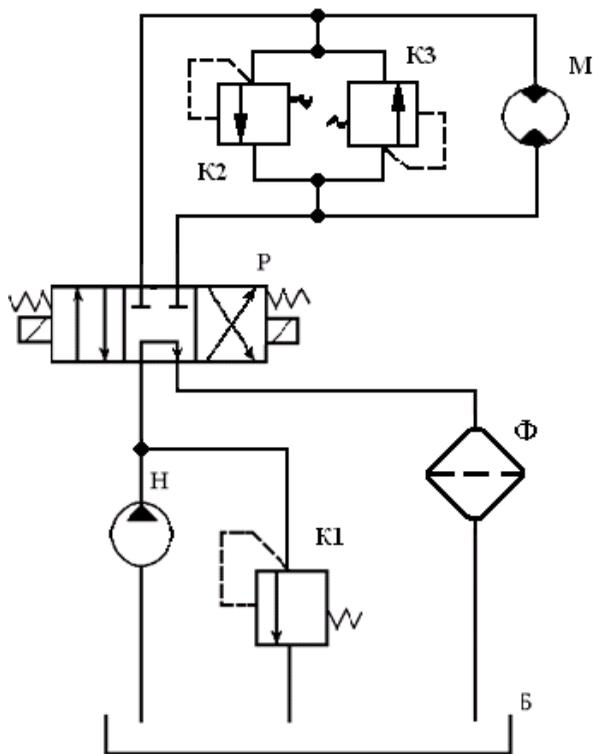


Рис. 3. ОГП с разомкнутой схемой циркуляции РЖ

Схемы с разомкнутой циркуляцией РЖ конструктивно проще схем с замкнутой циркуляцией. Требуемая частота вращения вала гидромотора обеспечивается выбором такой частоты вращения вала насоса, при которой компенсируются утечки в обоих гидромашинах и гидроаппаратах и обеспечивается необходимый расход через гидромотор.

При использовании гидрораспределителя с закрытыми в нейтральной позиции линиями нагнетания и слива гидромотора (как на рис. 3) необходимо устанавливать предохранительные клапаны К2 и К3, которые защищают эти линии от повышения давления из-за инерционности приводимого исполнительного механизма при останове привода. Для защиты

насоса от перегрузок используется предохранительный клапан К1, настроенный на давление срабатывания несколько большее, чем клапаны К2 и К3.

Если по технологическим требованиям возможен свободный выбег вала гидромотора вместе с приводимым исполнительным механизмом, следует использовать золотниковый гидрораспределитель с открытым центром ([2], прил. 3), у которого в нейтральной позиции золотника все линии сообщены. Тогда предохранительные клапаны К2 и К3 не нужны.

В схемах с разомкнутой циркуляцией РЖ могут использоваться регулируемые насосы. Тогда заданная частота вращения вала гидромотора обеспечивается за счет изменения рабочего объема насоса.

3.2. Выбор рабочего давления

Увеличение рабочего давления позволяет получить требуемую мощность привода при меньших расходах РЖ, и, соответственно, при малых габаритах и массе насоса, гидромотора и привода в целом. Поэтому приводы с высоким рабочим давлением обладают малой инерционностью и обеспечивают высокое быстроедействие. Но при этом существенно возрастают требования к параметрам состояния РЖ, применяемым материалам, уплотнениям, фильтрам и стоимость эксплуатации привода. С другой стороны, для обеспечения большой мощности ОГП при малых (до 10 МПа) рабочих давлениях необходимо увеличивать расход через гидромотор, что приводит к увеличению габаритов, массы и инерционности привода, емкости гидробака. Поэтому в каждом конкретном случае рабочее давление проектируемого ОГП выбирается с учетом назначения привода и значений номинальных давлений используемых в горном машиностроении насосов, гидромоторов, гидроаппаратов и вспомогательных устройств.

Рабочие давления от 1,6 до 6,3 МПа характерны для вспомогательных приводов, обеспечивающих установочные дви-

жения исполнительных механизмов. Рабочие давления от 6,3 до 10 МПа применяются в приводах стационарных установок и навесных систем мобильных машин, а также в ОГП прицепных машин, питающихся от насоса тягача. В гидроприводах рабочих органов, механизмов передвижения, подачи и других подобных силовых приводах рабочее давление – 16–25 МПа, при жестких требованиях к габаритам и массе до – 32 МПа.

Рабочее давление ρ выбирается из стандартного ряда номинальных давлений, приведенного в прил. 3 [2].

3.3. Выбор рабочей жидкости

Рабочая жидкость для ОГП выбирается с учетом величины рабочего давления, режима работы привода и температурных условий эксплуатации.

При рабочих давлениях до 10 МПа рекомендуемая кинематическая вязкость рабочей жидкости (при температуре 50 °С) $\nu = 0,2 \cdot 10^{-4} - 0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; при давлениях 10–20 МПа $\nu = 0,6 \cdot 10^{-4}$

$1,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Для гидроприводов с тяжелым режимом работы (частый реверс, изменение нагрузки на штоке во времени, дроссельное регулирование скорости) при прочих равных условиях следует выбирать РЖ с большей вязкостью, чем для гидроприводов с легким режимом работы (малые рабочие давления, постоянная нагрузка).

При выборе рабочей жидкости следует учитывать температурный диапазон эксплуатации привода. За нижний температурный предел применения РЖ принимают температуру на 10–15 °С выше ее температуры застывания. При максимальной положительной температуре РЖ в гидробаке (60–70 °С) ее вязкость должна быть не ниже минимального значения, при котором еще обеспечивается смазка пар трения без снижения объемного КПД.

Для наиболее распространенных типов роторных насосов определены минимальные и максимальные значения кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$:

	v_{\min}	v_{\max}
аксиально-поршневые	$(0,06-0,08) \cdot 10^{-4}$	$(18-20) \cdot 10^{-4}$
пластинчатые	$(0,10-0,12) \cdot 10^{-4}$	$(35-45) \cdot 10^{-4}$
шестеренные	$(0,16-0,18) \cdot 10^{-4}$	$(45-50) \cdot 10^{-4}$

Для выбранной рабочей жидкости в тексте контрольной работы необходимо указать со ссылкой на литературу ее марку и следующие характеристики: температуру застывания, температуру вспышки, максимально допустимую температуру в объеме РЖ, плотность, вязкость при температуре $50\text{ }^\circ\text{C}$.

3.4. Выбор гидромотора

При выборе гидромотора следует рассмотреть два варианта привода исполнительного механизма: с соединением через редуктор, который увеличивает момент на валу гидромотора до величины $M_{\text{им}}$, или с непосредственным соединением валов гидромотора и механизма.

В первом (основном) варианте низкомоментные гидромоторы с $M_{2\text{НОМ}}/n_{2\text{НОМ}} < 10$ (здесь $M_{2\text{НОМ}}$ – номинальный момент гидромотора, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $n_{2\text{НОМ}}$ – номинальная частота вращения его вала, мин^{-1}) приводят исполнительный механизм через редуктор с передаточным числом i_p . Крутящий момент на валу гидромотора

$$M_2 = \frac{M_{\text{им}}}{i_p \cdot \eta_{\text{мп}}},$$

а рабочая частота вала гидромотора

$$n_2 = i_p \cdot n_{\text{им}}$$

где $\eta_{\text{мр}}$ – механический КПД редуктора.

При выборе передаточного числа редуктора следует исходить из условия $M_{2\text{НОМ}} \geq M_2$ с последующей проверкой получающейся рабочей частоты вала гидромотора на выполнение условия $n_{2\text{НОМ}} \geq n_2$. Максимальная частота $n_{2\text{max}}$, указываемая в каталогах, является кратковременно допустимой и не может быть использована в качестве рабочей из-за прогрессивного снижения ресурса гидромотора.

Во втором варианте обычно используются высокомоментные гидромоторы с $M_{2\text{НОМ}}/n_{2\text{НОМ}} > 10$. Рабочая частота n_2 вала гидромотора в этом случае равна частоте $n_{\text{им}}$ исполнительного механизма, крутящий момент M_2 на валу гидромотора равен моменту сопротивления $M_{\text{им}}$. Принятый типоразмер гидромотора также должен соответствовать условиям $M_{2\text{НОМ}} \geq M_2$ и $n_{2\text{НОМ}} \geq n_2$. Кроме того, необходима проверка условия $n_2 \geq n_{2\text{min}}$, где $n_{2\text{min}}$ – минимально допустимая для данного гидромотора устойчивая частота вращения вала.

После выбора гидромотора следует определить расчетное давление $p_{1\text{р}}$, которое должен развивать насос для обеспечения крутящего момента M_2 (Н·м) на валу выбранного гидромотора:

$$p_{1\text{р}} = \frac{2\pi \cdot M_2}{V_{02} \cdot \eta_{\text{м2}} \cdot \eta_{\Gamma}}, \text{ Па,}$$

где V_{02} – рабочий объем гидромотора, м³;

$\eta_{\text{м2}}$ – механический КПД гидромотора (определяется по приведенным в каталоге значениям общего η_2 и объемного η_{02} КПД, $\eta_{\text{м2}} = \eta_2 / \eta_{02}$, т. к. $\eta_{\Gamma 2} = 1$);

η_{Γ} – предварительно принятое значение гидравлического КПД гидропередачи ($\eta_{\Gamma} = 0,90-0,93$).

С учетом неизбежных потерь давления на преодоление сопротивления гидравлического тракта ОГП оптимальное значение $p_{1p} = (0,94-0,90)$ от выбранного рабочего давления привода. При меньших значениях p_{1p} гидромотор будет недогружен и КПД привода снизится.

Полученное значение p_{1p} сравнивается с принятым из стандартного ряда давлений рабочим давлением p . Если $p_{1p} > p$, то при непосредственном соединении валов гидромотора и исполнительного механизма следует выбрать следующий типоразмер гидромотора с большим рабочим объемом V_{02} , при котором выполняется условие $p_{1p} > p$.

При соединении валов гидромотора и роторного механизма через редуктор необходимо либо увеличить (в разумных пределах) передаточное число i_p , либо выбрать следующий типоразмер гидромотора с большим рабочим объемом V_{02} .

При увеличении передаточного числа редуктора необходимо снова проверить условие $n_2 = i_p n_{\text{им}} \leq n_{2\text{НОМ}}$. Если условие не выполняется, следует рассмотреть вариант использования другого типа гидромотора или двух гидромоторов меньшего типоразмера, работающих с половинной нагрузкой.

Для выбранного гидромотора следует указать (со ссылкой на литературу) тип и обозначение и привести значения его номинального крутящего момента, номинальной, минимальной и максимальной частоты вращения вала, рабочего объема, общего, объемного и механического КПД.

3.5. Определение расхода рабочей жидкости в гидросистеме

Расход Q_2 через гидромотор для обеспечения требуемой частоты n_2 вращения вала гидромотора, с^{-1} :

$$Q_2 = \frac{n_2 \cdot V_{02}}{\eta_{02}}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где η_{02} – объемный КПД гидромотора.

Необходимая расчетная подача насоса с учетом утечек в насосе и гидроаппаратах

$$Q_p = \frac{Q_2}{\eta_{01} \eta_{0a}},$$

где η_{01} – предварительно принятый объемный КПД насоса;

η_{0a} – предварительно принятый объемный КПД гидроаппаратов.

Объемные КПД насосов при предварительных расчетах:

- шестеренных – 0,75–0,9;
- роторно-пластинчатых – 0,65–0,8;
- аксиально-поршневых – 0,94–0,97;
- радиально-поршневых – 0,7–0,85.

Объемный КПД гидроаппаратов для предварительных расчетов $\eta_{0p} = 0,95–0,97$.

3.6. Выбор гидроаппаратов и вспомогательных устройств

Необходимые гидроаппараты и вспомогательные устройства выбираются в соответствии с принятой принципиальной гидравлической схемой ОГП.

Типоразмеры направляющих и регулирующих гидроаппаратов (гидравлических распределителей, обратных клапанов и гидрозамков, переливных и редуционных клапанов, дросселей и регуляторов потока, сумматоров и делителей потока) выбираются по условию пропускания ими расчетной подачи Q_p без превышения рабочего давления p .

Предохранительные и переливные клапаны выбираются из условия пропуска расчетной подачи Q_{1p} при давлении открытия p_{\max} .

Типоразмер фильтра выбирается по каталогу из условия, что его номинальный расход (пропускная способность) не меньше потока РЖ в месте установки фильтра, а номинальная тонкость фильтрации соответствует величине зазоров сопряженных деталей гидромашин и гидроаппаратов. Для ОГП с рабочим давлением до 6,3 МПа (пластинчатые гидромашин) – рекомендуемая номинальная тонкость фильтрации $\delta = 63-80$ мкм, с рабочим давлением до 10 МПа (шестеренные и героторные гидромашин) – $\delta \leq 80$ мкм. При использовании радиально-поршневых и аксиально-поршневых гидромашин для рабочих давлений до 16 МПа $\delta = 25-40$ мкм, больше 16 МПа – $\delta = 10-15$ мкм.

Для выбранных гидроаппаратов и вспомогательных устройств должны быть указаны со ссылкой на литературу: тип и обозначение, номинальный расход, диапазон рабочих давлений или максимальное давление, возможные утечки РЖ, перепад давления (потери давления). Для фильтров указать также номинальную тонкость фильтрации.

3.7. Определение потерь давления в гидравлическом тракте ОГП

Уточненная потребная подача насоса с учетом утечек в гидроаппаратах

$$Q_1 = Q_2 + \Sigma \Delta Q_{ут},$$

где $\Sigma \Delta Q_{ут}$ – суммарные утечки в выбранных гидроаппаратах и вспомогательных устройствах.

Расчет потерь давления выполняется по участкам гидравлического тракта ОГП. Под участком понимается часть гидрролинии между разветвлениями, пропускающая одинаковый

расход и имеющая одинаковый диаметр. Участок может представлять собой прямой трубопровод или на нем могут быть расположены различные местные сопротивления (колена, тройники, крестовины, штуцеры и т. п.) и гидроаппараты.

Внутренний диаметр гидролинии выбирается из условия обеспечения требуемого потока Q_1 рабочей жидкости с принятым значением средней скорости v .

Рекомендуемые скорости рабочей жидкости в трубопроводах:

– для всасывающих трубопроводов – 0,5–1,5 м/с;

– для сливных трубопроводов – 2–3 м/с;

– для нагнетательных трубопроводов – 3–5 м/с;

Для длинных трубопроводов (с отношением длины к диаметру больше 100) эти значения скоростей уменьшаются на 30–50 %.

При значениях Q_1 в м³/с и скорости v в м/с внутренний диаметр трубопровода круглого сечения

$$d = 2 \sqrt{\frac{Q_1}{\pi v}}, \text{ м};$$

при значениях Q_1 в л/мин и v в м/с

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q_1}{v}}, \text{ мм.}$$

Полученное значение d округляется до ближайшего из стандартного ряда [2]. Затем по принятому диаметру i -го участка трубопровода уточняется действительная средняя скорость рабочей жидкости на этом участке.

Гидравлические потери Δp в тракте ОГП слагаются из потерь Δp_t на гидравлическое трение по длине трубопроводов, потерь Δp_m в местных сопротивлениях и потерь Δp_a в гидроаппаратах и вспомогательных устройствах.

Потери давления на трение на i -м участке

$$\Delta\rho_T = \lambda \frac{l_i}{d_i} \frac{\rho v_i^2}{2}, \text{ Па,}$$

где λ – коэффициент сопротивления по длине;

l_i и d_i – длина и диаметр i -го участка трубопровода, м;

v_i – средняя скорость на этом участке, м/с;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Для вычисления коэффициента λ необходимо определить число Рейнольдса $Re = \frac{v d}{\nu}$, где ν – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, м²/с.

При ламинарном режиме движения жидкости ($Re < 2300$) для металлических трубопроводов $\lambda = 75/Re$, для резинометаллических гибких рукавов $\lambda = (80-100)/Re$.

При турбулентном режиме ($Re \geq 2300$) величина λ зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости Δ/d , где Δ – средняя эквивалентная равномерно-зернистая шероховатость стенок трубопровода. По формуле Альтшуля для турбулентного режима

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}.$$

Для новых стальных бесшовных труб и гибких рукавов $\Delta = 0,3$ мм; для труб, бывших в эксплуатации, $\Delta = 0,2$ мм. Трубы из цветных металлов и трубопроводы, для которых $Re \Delta/d < 10$, считаются гидравлически гладкими. Для них

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

При $Re > 10^5$ для стальных труб и гибких рукавов значение $\lambda = 0,02$.

Потери давления от местных сопротивлений

$$\Delta p_m = \xi \rho \frac{v^2}{2}, \text{ Па,}$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления (коэффициент потерь).

Значения ξ для наиболее часто встречающихся видов местных сопротивлений приведены в [2]. Более полные сведения о значениях ξ приведены в [3].

Потери давления Δp_a в гидроаппаратах (клапаны, делители и сумматоры потока, дроссели, распределители и т. п.) и вспомогательных устройствах (фильтры, теплообменники, калориферы) указываются в их технических характеристиках. При отсутствии таких данных величина Δp_a рассчитывается как потери от местного сопротивления с заданным значением ξ .

Для последовательно соединенных участков гидравлического тракта ОГП гидравлические потери определяют суммированием потерь давления на всех участках. При параллельном соединении участков потери рассчитываются отдельно для каждой параллельной ветви. За расчетное значение потерь на параллельном соединении принимается наибольшее из них.

Суммарные потери давления в гидравлическом тракте ОГП

$$\Delta \rho = \sum \Delta \rho_T + \sum \Delta \rho_m + \sum \Delta \rho_a.$$

3.8. Выбор насоса, определение частоты вращения его вала

Действительное рабочее давление, развиваемое насосом:

$$\rho_1 = \rho_2 + \Delta \rho.$$

Уточненное значение гидравлического КПД

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{\Delta p}{p_1}.$$

По известным значениям потребной подачи Q_1 насоса и действительного рабочего давления p_1 из каталога выбирается насос с наиболее близким к рабочему давлению p_1 номинальным давлением $p_{1\text{НОМ}} \geq p_1$ и номинальной подачей $Q_{1\text{НОМ}} \geq Q_1$.

Рабочая частота вращения вала насоса n_1 в с^{-1} (при Q_1 в $\text{м}^3/\text{с}$ и рабочем объеме V_{01} в м^3), при которой будет обеспечена заданная частота вращения n_2 вала гидромотора:

$$n_1 = \frac{Q_1}{V_{01} \cdot \eta_{01}},$$

или

$$n_1 = n_2 \frac{V_{02}}{V_{01}} \cdot \frac{1}{\eta_{01}\eta_{02}}.$$

Рабочая частота не должна превышать номинальную частоту $n_{1\text{НОМ}}$

Если условие $n_1 \leq n_{1\text{НОМ}}$ не выполняется, следует выбрать из каталога следующий типоразмер насоса с бóльшим рабочим объемом V_{01} , при котором это условие соблюдается. При этом следует проверить, чтобы частота n_1 была больше минимально допустимой частоты по условиям всасывания для данного типа насоса. Если минимальная частота в каталоге не указана, следует руководствоваться следующими данными по $n_{1\text{мин}}$:

– для аксиально-поршневых и радиально-поршневых насосов – 60 мин^{-1} ;

– для шестеренных – 100 мин^{-1} ;

– для роторно-пластинчатых – 300 мин^{-1} .

Если это требование $n_1 > n_{1\text{min}}$ не выполняется, следует выбрать другой тип насоса или использовать два одинаковых насоса с подачей каждого $Q_1/2$, работающих параллельно.

3.9. Мощность приводного двигателя, КПД гидропривода

Мощность, потребляемая насосом:

$$N_1 = \frac{p_{1д} Q_1}{1000}, \text{ кВт.}$$

Полезная мощность, развиваемая гидромотором:

$$N_2 = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{1000} = \frac{2\pi \cdot n_2 \cdot M_2}{1000}, \text{ кВт,}$$

где $\omega_2 = 2\pi n_2$ – угловая скорость вала гидромотора, рад/с;

n_2 – частота вращения вала гидромотора в с^{-1} .

Коэффициент полезного действия объемной гидропередачи

$$\eta_{гп} = \frac{N_2}{N_1}.$$

При определении мощности приводного двигателя для насоса необходимо учесть его рабочий режим, исходя из характера нагрузки гидропривода. Можно выделить три режима работы гидроприводов:

– продолжительный – работа с постоянной нагрузкой в течение длительного времени, соизмеримого с постоянной времени нагрева двигателя или с постоянной времени нагрузки, повторяется часто;

– кратковременный – работа с кратковременным действием пиковой нагрузки, при которой развиваемое насосом давление больше номинального; время работы вхолостую или со значительно меньшей нагрузкой или время стоянки несоизмеримо больше времени работы и постоянной времени нагрузки;

– повторно-кратковременный – работа с повторно-кратковременной нагрузкой, чередование соизмеримых по времени периодов нагрузки и работы вхолостую.

Двигатель привода с продолжительным режимом работы следует выбирать по номинальному режиму, определяемому максимально необходимой подачей насоса при максимальном давлении нагнетания насоса.

Мощность двигателя (кВт) в этом случае определяют по формуле

$$N = 2\pi M_{\text{дв}} n_{\text{дв}} = \frac{k Q_1 p_1}{\eta_1},$$

где $M_{\text{дв}}$ – момент на валу двигателя, Н·м;

$n_{\text{дв}}$ – частота вращения двигателя, с⁻¹;

$k = 1,0-1,1$ – коэффициент запаса;

Q_1 – подача насоса, м³/с;

p_1 – давление нагнетания насоса, Па;

η_1 – КПД насоса.

При кратковременном действии нагрузки двигатель можно выбирать по перегрузочному режиму (момент больше номинального). В этом случае момент для перегрузочного режима определяют по формуле

$$M_{\text{дв max}} = \frac{1}{2\pi} \frac{V_{01} \rho_{1\text{max}}}{\eta_{1\text{max}}} k,$$

где V_{01} – рабочий объем насоса в перегрузочном режиме, м³;

$\rho_{1\text{max}}$ – давление нагнетания перегрузочного режима, Па;

$\eta_{1\text{max}}$ – полный КПД насоса при $\rho_{1\text{max}}$ и V_{01} ;

$k = 1,0-1,05$ – коэффициент запаса.

Номинальный момент на валу насоса

$$M_{\text{ном}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{V_{01} \rho_{1\text{ном}}}{\eta_{\text{ном}}},$$

где $\eta_{\text{ном}}$ – полный КПД насоса при V_{01} и номинальном давлении $\rho_{\text{ном}}$.

Двигатель выбирают по перегрузочному моменту $M_{\text{дв max}}$ с проверкой по номинальному моменту насоса $M_{\text{ном}}$. Если номинальный момент насоса превышает номинальный момент двигателя, двигатель следует выбрать по номинальному моменту на валу насоса.

Для повторно-кратковременных режимов работы гидроприводов мощность двигателя определяют по средней мощности насоса:

$$N = N_{\text{ср}} = k \sum_i \frac{N_i}{\eta_i} \cdot \frac{t_i}{t_{\text{ц}}},$$

где k – коэффициент допустимой перегрузки для двигателя;

η_i – КПД насоса для i -го участка нагрузочной диаграммы;

N_j – полезная мощность насоса на i -м участке нагрузочной диаграммы;

t_j – время, в течение которого действует N_j ;

$t_{\text{ц}}$ – время цикла.

По мощности $N_{\text{ср}}$ выбирают двигатель соответствующей мощности. Номинальный момент $M_{\text{дв.ном}}$ выбранного двигателя сравнивают с эквивалентным моментом, определяемым по формуле

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\sum M_j^2 \cdot t_j}{t_{\text{ц}}}},$$

где M_j – момент на валу двигателя на i -м участке нагрузочной диаграммы.

Если неравенство $M_{\text{экв}} \leq M_{\text{дв.ном}}$ не выполняется, то двигатель непригоден, так как при работе в этом режиме будет перегружен. В этом случае следует выбрать двигатель большей мощности по моменту $M_{\text{экв}}$, для которого соблюдается условие $M_{\text{дв.ном}} \geq M_{\text{экв}}$.

Если насос приводится через промежуточную передачу, то мощность приводного двигателя

$$N_{\text{дв}} = \frac{N}{\eta_{\text{пр}}}, \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{пр}}$ – КПД передач от приводного двигателя к насосу.

Общий коэффициент полезного действия гидропривода

$$\eta = \frac{N_2}{N_{\text{ДВ}}}.$$

3.10. Тепловой расчет ОГП

При выполнении теплового расчета ОГП можно использовать два подхода.

Первый заключается в выборе объема гидробака по минутному расходу гидродвигателя с последующим определением установившейся температуры рабочей жидкости и сравнением ее с допустимой температурой.

По второму заранее принимается установившаяся температура рабочей жидкости и затем определяется необходимый объем гидробака.

Количество выделяемой в ОГП теплоты G с учетом режима работы привода определяется величиной потерянной мощности:

$$G = N_1 - N_2 = N_1 \cdot k_{\text{н}}(1 - \eta_{\text{гп}}), \text{ Вт},$$

где N_1 – мощность, подводимая к насосу, Вт;

N_2 – полезная мощность, снимаемая с гидродвигателя, Вт;

$\eta_{\text{гп}}$ – КПД объемной гидропередачи;

$k_{\text{н}}$ – коэффициент, учитывающий продолжительность работы привода под нагрузкой.

Режим работы гидропривода горной машины оценивается по продолжительности работы гидропривода под нагрузкой (учитывается коэффициентом $k_{\text{н}}$), степени использования номинального давления (коэффициент $k_{\text{д}}$) и числу включений гидропривода в час или в течение рабочего цикла. Эти величины можно определить по циклограмме нагружения гидропривода. Например, коэффициент $k_{\text{н}}$ определяется как отношение суммы отрезков времени T_i работы отдельных гидро-

двигателей, с учетом времени T_c совмещения операций, ко времени T всего рабочего цикла:

$$k_H = \frac{\sum T_i - T_c}{T} = \sum \tau_i - \tau_c,$$

где $\tau_i = T_i/T$ – относительное время операций;

$\tau_c = T_c/T$ – относительное время совмещения операций.

Аналогично коэффициент k_D равен:

$$k_D = \frac{\sum T_{iH} - T_c}{T} = \sum \tau_{iH} - \tau_c,$$

где $\sum T_{iH}$ – суммарное время работы гидропривода с номинальным давлением (с номинальным моментом на валу гидромотора или номинальным усилием на штоке гидроцилиндра);

$\tau_{iH} = T_{iH}/T$ – относительное время работы привода с номинальной нагрузкой отдельных гидродвигателей.

При отсутствии циклограммы нагружения гидропривода значение коэффициента k_H можно принять в зависимости от режима работы гидропривода по средним опытным значениям, представленным в таблице.

Режимы работы	Число включений в час	Коэффициент продолжительности номинального давления k_D	Коэффициент продолжительности работы под нагрузкой k_H
Легкий	до 100	менее 0,4	0,1–0,30
Средний	100–200	0,4–0,70	0,3–0,50
Тяжелый	200–400	0,7–0,90	0,5–0,80
Весьма тяжелый	400–800	более 0,9	0,8–0,9

При тепловом расчете по первому варианту принимают полезный объем РЖ в гидробаке V_M равным: 1,2–2-минутной подаче насоса для мобильных машин и 2–3-минутной подаче насоса для стационарных установок.

Тогда установившаяся температура РЖ в гидробаке

$$t_y = t_b + \frac{G}{ak_{пр} \sqrt[3]{V_M^2}},$$

где t_b – температура окружающего воздуха;

a – эмпирический коэффициент;

$k_{пр}$ – коэффициент теплопередачи от РЖ к воздуху.

При отсутствии обдува $k_{пр}$ не превышает 15 Вт/(м²·°С). Для обдуваемых ОГП можно использовать опытные значения $k_{пр}$ (Вт/м²·°С), полученные в результате исследования теплового режима гидроприводов строительных и дорожных машин:

- для навесных экскаваторов 40–42;
- для ковшовых погрузчиков 38–40,5;
- для скреперов 36–39 и для бульдозеров 35–37.

Рассчитанная по последней формуле установившаяся температура t_y не должна превышать максимально допустимую температуру для выбранной РЖ. Если это условие не выполняется и потребный объем РЖ оказывается больше, следует определить количество теплоты G_6 , которое отводится поверхностями гидробака:

$$G_6 = ak_{пр} \Delta t_6 \sqrt[3]{V_M^2}.$$

Для отвода избыточной теплоты $G_p = G - G_6$ необходимо предусмотреть теплообменник – воздушно-масляный радиатор.

Площадь поверхности охлаждения потоком воздуха масляного радиатора S_p следует рассчитать на отвод избыточной теплоты G_p по формуле

$$S_p = \frac{G_p}{k_p \cdot \Delta t_p},$$

где k_p – коэффициент теплопередачи от РЖ к воздуху в радиаторе.

Расчетный перепад температур в масляном радиаторе принимается равным $\Delta t_p = 30\text{--}45$ °С.

Коэффициент k_p на основе анализа существующих конструкций масляных радиаторов принимается в пределах $35\text{--}120$ Вт/(м²·°С).

При тепловом расчете по второму варианту задаются разностью температур $\Delta t_{\delta} = [t_y] - t_b$, где $[t_y]$ – максимально допустимая температура для выбранной РЖ. Достаточный для охлаждения РЖ объем V гидробака

$$V = \sqrt{\left(\frac{G}{ak_{np}\Delta t_{\delta}}\right)^3}, \text{ дм}^3,$$

где $a = 0,060\text{--}0,069$ (в среднем $0,065$) – эмпирический коэффициент.

Полный геометрический объем гидробака рассчитывается из условия его наполнения на $0,8$ высоты и принимается по ближайшему большему значению, дм³, из стандартного ряда, приведенного в прил. 1 [2].

ЛИТЕРАТУРА

1. Петренко, С.М. Гидромеханический привод горных машин: методическое пособие для студентов специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование» заочной формы обучения / С.М. Петренко. – Минск: БНТУ, 2009. – 34 с.

2. Петренко, С.М. Основы проектирования объемных гидроприводов горных машин: учебно-методическое пособие к практическим занятиям по дисциплине «Гидромеханический привод горных машин» для студентов специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование» заочной формы обучения / С.М. Петренко. – Минск: БНТУ, 2003. – 97 с.

3. Ковалевский, В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин / Ковалевский В.Ф., Железняков Н.Т., Бейлин Ю.И. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1973. – 504 с.

4. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников, А.А. Усов. – М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Пример проектного расчета ОГП вращательного движения

1. Задание и исходные данные

Разработать принципиальную гидравлическую схему и определить рабочие параметры объемного гидропривода роторного исполнительного механизма – лопастного горизонтального смесителя. Привод должен обеспечивать заданную частоту вращения ротора и защиту гидросистемы от перегрузок.

Режим работы привода – продолжительный с постоянной нагрузкой при обоих направлениях вращения. Число реверсирований направления вращения в час – 15. Выбег вала гидромотора при останове привода допускается.

Все гидролинии выполнены металлическими трубопроводами. В напорной гидролинии имеется 4 поворота типа «сверленный угольник» и 2 плавных поворота на 90° , в сливной гидролинии соответственно 4 крутых и 2 плавных поворота на 90° .

Гидропривод располагается на поверхности, в помещении. Диапазон температур эксплуатации привода от 0 до $+60^\circ\text{C}$.

Исходные данные:

- момент на валу ротора $M_{\text{им}} = 540 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- частота его вращения $n_{\text{им}} = 29 \text{ мин}^{-1}$;
- длина линии всасывания $l_{\text{в}} = l_1 = 0,5 \text{ м}$;
- длина линии нагнетания $l_{\text{н}} = l_2 + l_3 = 1,3 + 3,5 = 4,8 \text{ м}$;
- длина линии слива $l_{\text{с}} = l_4 + l_5 + l_6 = 3,7 + 3,6 + 0,7 = 8 \text{ м}$.

2. Разработка принципиальной гидравлической схемы ОГП

Принимаем разомкнутую схему циркуляции рабочей жидкости.

Принципиальная гидравлическая схема ОГП представлена на рисунке.

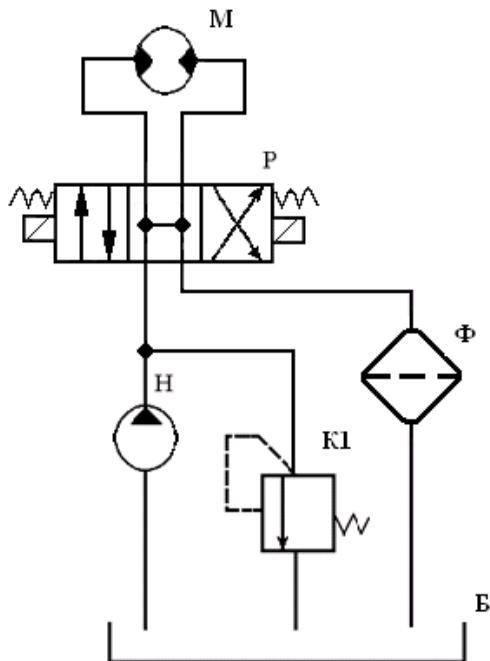


Рисунок. Принципиальная гидравлическая схема ОГП

Лопастной горизонтальный смеситель не предназначен для работы в подземных выработках, поэтому используем трехпозиционный золотник Р с электромагнитным управлением, который позволяет обеспечить частое реверсирование направления вращения гидромотора М с использованием автоматического управления. В нейтральной позиции золотника напорная и сливная гидролинии соединены между собой, что обеспечивает свободный выбег вала гидромотора под действием инерции ротора смесителя.

Предохранительный клапан К1 обеспечивает защиту насоса Н от перегрузок в случае резкого возрастания момента на валу смесителя.

Фильтр Ф обеспечивает очистку рабочей жидкости перед сливом ее в гидробак Б.

3. Выбор рабочего давления

Принимаем максимальное рабочее давление гидропривода равным $p_1 = 6,3$ МПа. С учетом возможного возрастания давления в момент реверсирования привода и потерь давления на преодоление сопротивления гидравлического тракта предварительно принимаем рабочее давление гидропривода равным $p_1 = 5$ МПа.

4. Выбор рабочей жидкости

При рабочих давлениях до 10 МПа рекомендуемая кинематическая вязкость рабочей жидкости (при температуре 50 °С) $\nu = 0,2 \cdot 10^{-4} - 0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Принимаем рабочую жидкость марки МГ-30 со следующими характеристиками [3, табл. 33]: диапазон рабочих температур от -20 до +80 °С, вязкость при температуре 50 °С $\nu = 0,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, плотность $\rho = 885 \text{ кг/м}^3$.

5. Выбор гидромотора

Поскольку частота вращения ротора исполнительного механизма небольшая ($n_{\text{им}} = 29 \text{ мин}^{-1}$) при довольно значительном крутящем моменте, рассмотрим два варианта привода: безредукторную схему привода с непосредственным соединением валов гидромотора и исполнительного механизма через муфту и привод исполнительного механизма через понижающий редуктор.

По первому варианту выбираем из справочника [3, табл. 75] высокомоментный радиально-поршневой гидромотор МР-0,63/10 в исполнении на лапах с параметрами: номинальное рабочее

давление $p_{2\text{НОМ}} = 10$ МПа, номинальный крутящий момент $M_{2\text{НОМ}} = 570$ Н·м, рабочий объем $V_{o2} = 400$ см³/об, номинальная частота вращения $n_{2\text{НОМ}} = 192$ мин⁻¹ (3,2 с⁻¹), минимальная частота вращения $n_{2\text{ММИ}} = 8$ мин⁻¹ (0,133 с⁻¹), общий КПД $\eta_2 = 0,85$, объемный КПД $\eta_{o2} = 0,94$.

Рабочая частота вала гидромотора $n_2 = n_{\text{ИМ}} = 29$ мин⁻¹ (0,483 с⁻¹).

Момент на валу гидромотора $M_2 = M_{\text{ИМ}} = 540$ Н·м.

Расчетное давление p_{1p} , которое должен развивать насос для обеспечения крутящего момента M_2 (Н·м) на валу выбранного гидромотора:

$$p_{1p} = \frac{2\pi \cdot M_2}{V_{o2} \cdot \eta_{m2} \cdot \eta_{\Gamma}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 540}{400 \cdot 10^{-6} \cdot 0,904 \cdot 0,95} =$$

$$= 9,87 \cdot 10^6 \text{ Па} = 9,87 \text{ МПа},$$

где $V_{o2} = 400$ см³/об – рабочий объем гидромотора;

$\eta_{m2} = \eta_2 / \eta_{o2} = 0,85 / 0,94 = 0,904$ – механический КПД гидромотора;

η_{Γ} – гидравлический КПД гидропередачи, для предварительных расчетов принимаем $\eta_{m2} = 0,95$.

Потребный расход Q_2 через гидромотор

$$Q_2 = \frac{n_2 \cdot V_{o2}}{\eta_{o2}} = \frac{29 \cdot 400 \cdot 10^{-6}}{0,94} = 12,34 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 740,4 \text{ л/мин},$$

где $n_2 = 29$ с⁻¹ – требуемая частота вращения вала гидромотора;

$\eta_{o2} = 0,94$ – объемный КПД гидромотора.

По второму варианту воспользуемся классической схемой соединения вала гидромотора и вала исполнительного механизма через понижающий редуктор с передаточным числом i_p .

Выбираем из справочника [1, табл. 90] пластинчатый гидромотор Г16-15 со следующими характеристиками: рабочий объем $V_{o2} = 140 \text{ см}^3/\text{об}$, номинальный крутящий момент $M_{2\text{ном}} = 98 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при номинальном рабочем давлении $p_{2\text{ном}} = 5 \text{ МПа}$, номинальная частота вращения $n_{2\text{max}} = 300 \text{ мин}^{-1} (5 \text{ с}^{-1})$, максимальная частота вращения $n_{2\text{max}} = 1500 \text{ мин}^{-1} (25 \text{ с}^{-1})$, минимальная частота вращения $n_{2\text{min}} = 5 \text{ мин}^{-1} (0,083 \text{ с}^{-1})$, общий КПД $\eta_2 = 0,64$, объемный КПД $\eta_{o2} = 0,88$.

Так как момент на валу ротора смесителя достаточно большой, выбираем стандартный двухступенчатый цилиндрический редуктор РМ-250 с передаточным числом $i_p = 10,35$. Тогда рабочая частота вала гидромотора

$$n_2 = i_p \cdot n_{\text{им}} = 10,35 \cdot 29 = 300,15 \text{ мин}^{-1} = 5,0025 \text{ с}^{-1}.$$

Момент на валу гидромотора

$$M_{2\text{ном}} = \frac{M_{\text{им}}}{i_p \cdot \eta_p} = \frac{540}{10,35 \cdot 0,95} = 54,92 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Расчетное давление p_{1p} , которое должен развивать насос для обеспечения требуемого крутящего момента на валу выбранного гидромотора:

$$\begin{aligned} p_{1p} &= \frac{2\pi \cdot M_2}{V_{o2} \cdot \eta_{m2} \cdot \eta_{\Gamma}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 54,92}{140 \cdot 10^{-6} \cdot 0,73 \cdot 0,95} = \\ &= 3,552 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3,55 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где $\eta_{м2} = \eta_2 / \eta_{о2} = 0,64 / 0,88 = 0,73$ – механический КПД гидромотора;

$\eta_{Г} = 0,95$ – предварительно принятый гидравлический КПД гидropередачи [2].

Потребный расход Q_2 через гидромотор

$$Q_2 = \frac{n_2 \cdot V_{о2}}{\eta_{о2}} = \frac{5,0025 \cdot 140 \cdot 10^{-6}}{0,88} =$$
$$= 0,796 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 47,75 \text{ л/мин.}$$

По первому варианту даже при более высоком давлении $p_{1p} = 9,87$ МПа необходим значительно больший расход РЖ и, соответственно, большие размеры бака, трубопроводов и гидроаппаратов. Момент инерции вращающихся частей, влияющий на динамические характеристики реверсирования привода, у радиально-поршневого гидромотора МР-0,63/10 равен $0,3 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, а у пластинчатого гидромотора Г16-15 составляет $7,08 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$. Поэтому принимаем второй вариант привода с использованием понижающего редуктора.

6. Определение потока РЖ в гидросистеме

Так как по техническим характеристикам гидроаппаратов возможны утечки РЖ в них, необходимая подача насоса

$$Q_1 = \frac{Q_2}{\eta_{о1} \cdot \eta_{оа}} = \frac{0,8 \cdot 10^{-3}}{0,97 \cdot 0,98} = 0,84 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 50,5 \text{ л/мин} ,$$

где $\eta_{о1} = 0,97$ – предварительно принятый объемный КПД насоса [2];

$\eta_{0a} = 0,98$ – предвительно принятый объемный КПД гидроаппаратов [2].

7. Выбор гидроаппаратов и вспомогательных устройств

Необходимые гидроаппараты и вспомогательные устройства выбираем из каталога в соответствии с принципиальной гидравлической схемой по условию пропускания ими потребной подачи Q_1 без превышения расчетного давления p_{1p} .

Выбираем из [1, табл. 103] трехпозиционный реверсивный золотниковый распределитель 14Г74-22 с ручным управлением, у которого в нейтральном положении золотника напорная линия насоса соединена с линией слива. Номинальный расход жидкости $Q = 70$ л/мин, номинальное давление $p = 20$ МПа, утечки жидкости $\Delta Q_{ут} = 3,33$ см³/с = 200 см³/мин, потери давления $\Delta p_p = 0,3$ МПа.

Из условия пропускания подачи насоса Q_1 при давлении открытия p_{max} выбираем клапан предохранительный непрямого действия Г52-14 [1, табл. 125] с параметрами: номинальное давление $p = 0,3-5$ МПа, номинальный расход $Q = 70$ л/мин, утечки жидкости через клапан $\Delta Q_{ут.кл} = 0,2$ л/мин = $0,003 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

Типоразмер фильтра выбираем из условия, что его номинальный расход (пропускная способность) – не меньше потока РЖ в месте установки фильтра, а номинальная тонкость фильтрации соответствует величине зазоров сопряженных деталей гидромашин и гидроаппаратов.

Для пластинчатых гидромашин рекомендуемая [2] номинальная тонкость фильтрации $\delta = 63-80$ мкм. Принимаем сетчатый фильтр ФС-7 [3, табл. 20] с номинальной тонкостью фильтрации $\delta = 80$ мкм, номинальным давлением $p = 6,3$ МПа,

пропускной способностью $Q = 100$ л/мин. Перепад давления при номинальной пропускной способности $\Delta p_{\text{ф}} = 0,25$ МПа.

8. Определения потерь давления в гидравлическом тракте ОГП

Уточненная потребная подача насоса с учетом утечек в гидроаппаратах

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_2 + \Delta Q_{\text{ут.кл}} + \Delta Q_{\text{ут.р}} = 47,7 + 0,003 + 0,0033 = \\ &= 0,80 \text{ м}^3/\text{с} = 47,78 \text{ л/мин.} \end{aligned}$$

Внутренний диаметр трубы или гибкого рукава выбирается из условия обеспечения требуемого потока (расхода) Q рабочей жидкости с принятым значением средней скорости v .

При значениях Q в $\text{м}^3/\text{с}$ и скорости v в $\text{м}/\text{с}$ внутренний диаметр трубопровода круглого сечения в метрах

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot v}}$$

Для всасывающего трубопровода при $v = 1,2$ м/с

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,802 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,2}} = 0,029 \text{ м.}$$

Диаметр трубопровода округляем до ближайшего значения из стандартного ряда условных проходов [2, с. 72]. Принимаем $d_{\text{вс}} = 32$ мм.

Для нагнетательного трубопровода при $v = 3,5$ м/с

$$d_{\text{нг}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,802 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 3,5}} = 0,017 \text{ м.}$$

Диаметр трубопровода округляем до ближайшего значения из стандартного ряда $d_{\text{нг}} = 20 \text{ мм}$.

Для сливного трубопровода при $v = 2 \text{ м/с}$

$$d_{\text{сл}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,802 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 2}} = 0,023 \text{ м.}$$

Диаметр трубопровода из стандартного ряда $d_{\text{сл}} = 25 \text{ мм}$.

По принятому диаметру уточняем действительные значения скоростей в трубопроводах по формуле

$$v = \frac{4Q_1}{\pi d^2}.$$

Для всасывающего трубопровода:

$$v = \frac{4 \cdot 0,802 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,032^2} = 1,0 \text{ м/с.}$$

Для нагнетательного трубопровода:

$$v = \frac{4 \cdot 0,802 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,02^2} = 2,55 \text{ м/с.}$$

Для сливного трубопровода:

$$v = \frac{4 \cdot 0,802 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,025^2} = 1,6 \text{ м/с} .$$

Определяем значения числа Рейнольдса для трубопроводов по формуле

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} ,$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости (РЖ), $\text{м}^2/\text{с}$.

$$\text{Re}_{\text{вс}} = \frac{1 \cdot 0,032}{0,3 \cdot 10^{-4}} = 1067 ;$$

$$\text{Re}_{\text{нг}} = \frac{2,55 \cdot 0,02}{0,3 \cdot 10^{-4}} = 1700 ;$$

$$\text{Re}_{\text{сл}} = \frac{1,6 \cdot 0,025}{0,3 \cdot 10^{-4}} = 1333 .$$

Так как для всех трубопроводов $\text{Re} < 2300$, то режим движения жидкости ламинарный.

Коэффициент гидравлического сопротивления трубопроводов λ для ламинарного режима течения РЖ вычисляется по формуле

$$\lambda = \frac{75}{\text{Re}} .$$

Для линии всасывания

$$\lambda_1 = \frac{75}{1067} = 0,07.$$

Для линии слива

$$\lambda_2 = \frac{75}{1333} = 0,056.$$

Для линии нагнетания

$$\lambda_3 = \frac{75}{2133} = 0,035.$$

Определим потери на гидравлическое трение на участках трубопровода:

$$\Delta\rho_T = \lambda \frac{l_i \cdot \rho \cdot v_i^2}{2d}, \text{ Па,}$$

где λ – коэффициент сопротивления по длине;

l_i и d_i – длина и диаметр i -го участка трубопровода, м;

v_i – средняя скорость на этом участке, м/с;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Под участком понимается часть гидролинии между разветвлениями, пропускающая одинаковый расход и имеющая одинаковый диаметр.

Для линии всасывания

$$\Delta\rho_{T1} = 0,07 \frac{0,5 \cdot 980 \cdot 1,0^2}{2 \cdot 0,032} = 535,9 \text{ Па.}$$

Для линии слива

$$\Delta\rho_{T2} = 0,056 \frac{8 \cdot 980 \cdot 1,6^2}{2 \cdot 0,025} = 22478,8 \text{ Па} .$$

Для линии нагнетания

$$\Delta\rho_{T3} = 0,035 \frac{4,8 \cdot 980 \cdot 4,0^2}{2 \cdot 0,016} = 82320 \text{ Па} .$$

Потери давления на местных сопротивлениях:

$$\Delta\rho_M = \xi \rho \frac{v^2}{2} ,$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления.

Коэффициенты местных сопротивлений в соответствии с заданием: для крутого поворота $\xi_{\text{КП}} = 0,15$; для плавного поворота $\xi_{\text{ПП}} = 0,12$; для сверленного угольника $\xi_{\text{УС}} = 2,4$. Кроме того, имеются местные сопротивления: вход во всасывающий трубопровод $\xi_{\text{ВХ}} = 0,5$, тройник на проход в месте присоединения предохранительного клапана к напорному трубопроводу $\xi_{\text{ТР}} = 0,6$ и выход из сливного трубопровода $\xi_{\text{ВЫХ}} = 1$ [2].

Тогда для линии всасывания (на линии имеется вход во всасывающий трубопровод)

$$\Delta\rho_{M1} = 0,5 \cdot 980 \cdot \frac{1,0^2}{2} = 245 \text{ Па} .$$

Для линии слива (на линии 4 крутых и 2 плавных поворота на 90° , выход из сливного трубопровода)

$$\Delta\rho_{M2} = (4 \cdot 0,15 + 2 \cdot 0,12 + 1) \cdot 980 \cdot \frac{1,6^2}{2} = 1254,8 \text{ Па} .$$

Для линии нагнетания (на линии 4 поворота типа «сверленный угольник», 2 плавных поворота на 90° , тройник на проход в месте присоединения предохранительного клапана к напорному трубопроводу)

$$\Delta\rho_{M3} = (4 \cdot 2,4 + 2 \cdot 0,12 + 0,6) \cdot 980 \cdot \frac{4,0^2}{2} = 81849,6 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления на гидравлическое трение

$$\Delta\rho_{\text{тр}} = 535,9 + 33646,5 + 22478,8 = 56661,2 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления на местных сопротивлениях

$$\Delta\rho_M = 245 + 33264,2 + 1254,8 = 34764 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления в гидравлическом тракте ОГП

$$\begin{aligned} \Delta\rho = \sum \Delta\rho_{\text{тр}} + \sum \Delta\rho_M + \Delta\rho_p + \Delta\rho_\phi &= 56661,2 + 34764 + \\ &+ 300000 + 250000 = 641425,2 \text{ Па,} \end{aligned}$$

где $\Delta\rho_p = 300000 \text{ Па}$ – потери давления в реверсивном золотниковом распределителе 14Г74-22;

$\Delta\rho_\phi = 250000 \text{ Па}$ – потери давления в сетчатом фильтре ФС-7.

Давление, которое должен развивать насос:

$$p_{1д} = p_{гд} + \Delta\rho = 3,375 + 0,639 = 4,309 \text{ МПа,}$$

где $p_{гд}$ – давление на входе в гидромотор:

$$p_{2д} = \frac{2\pi \cdot M_2}{V_{o2} \cdot \eta_{M2}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 54,92}{140 \cdot 10^{-6} \cdot 0,73} = 3,375 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3,375 \text{ МПа.}$$

Уточняем гидравлический КПД гидропередачи:

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{\Delta p}{p_{1д}} = 1 - \frac{0,639}{4,309} = 0,85.$$

9. Выбор насоса и определение частоты вращения его вала

По известным значениям потребной подачи насоса $Q_1 = 0,80 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 47,78 \text{ л/мин}$ и действительного рабочего давления $p_{1д} = 309 \text{ МПа}$ из каталога выбираем насос с наиболее близким к рабочему давлению номинальным давлением $p_{1нно} \geq p_{1д}$ и номинальной подачей $Q_{1ном} \geq Q_1$.

Выбираем [1, табл. 63] насос пластинчатый типа Г12-24, у которого: $p_{1нно} = 6,3 \text{ МПа}$, $Q_{1нно} = 70 \text{ л/мин}$, рабочий объем $V_{01} = 70 \text{ см}^3/\text{об}$, общий КПД $\eta = 0,75$, объемный КПД $\eta_{01} = 0,86$, номинальная частота вращения вала насоса 950 об/мин .

Рабочая частота вращения вала насоса для обеспечения потребной подачи Q_1 :

$$n_1 = \frac{Q_1}{V_{01} \cdot \eta_{01}} = \frac{0,80 \cdot 10^{-3}}{70 \cdot 10^{-6} \cdot 0,86} = 11,9 \text{ с}^{-1} = 714 \text{ мин}^{-1}.$$

Условие $n_1 < n_{ном}$ соблюдается ($799,3 < 950$). Минимальная по условиям всасывания частота для роторно-пластинчатых насосов составляет [2] $n_{1мин} = 300 \text{ мин}^{-1}$ – условие $n_1 > n_{1мин}$ выполняется.

Рабочая частота вала насоса не совпадает с частотой вращения вала стандартных электродвигателей. Поэтому между электродвигателем и насосом необходимо установить понижающий редуктор.

10. Мощность приводного двигателя, КПД гидропривода

Мощность, потребляемая насосом:

$$N_1 = \frac{\rho_{1д} \cdot Q_1}{1000} = \frac{4,309 \cdot 10^6 \cdot 0,80 \cdot 10^{-3}}{1000} = 3,45 \text{ кВт.}$$

Угловая скорость вала гидромотора

$$\omega_2 = 2\pi \cdot n_{2д} = 2 \cdot 3,14 \cdot 5,0025 = 31,416 \text{ рад/с.}$$

Полезная мощность, развиваемая гидромотором:

$$N_2 = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{1000} = \frac{54,92 \cdot 31,416}{1000} = 1,725 \text{ кВт.}$$

Коэффициент полезного действия объемной передачи

$$\eta_{\text{гп}} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{1,725}{3,45} = 0,50.$$

Мощность приводного двигателя

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_1}{\eta_{\text{пр}}} = \frac{3,45}{0,97} = 3,56 \text{ кВт,}$$

где $\eta_{\text{пр}} = 0,97$ – КПД передач от приводного двигателя к насосу.

Общий коэффициент полезного действия гидропривода

$$\eta = \frac{N_2}{N_{\text{дв}}} = \frac{1,725}{3,56} = 0,48.$$

11. Тепловой расчет ОГП

Определяем количество выделяемой в ОГП теплоты G с учетом режима работы привода:

$$G = N_1 \cdot k_H \cdot (1 - \eta_{\text{ГП}}), \text{ Вт},$$

где $k_H = 0,3$ – коэффициент, учитывающий продолжительность работы привода под нагрузкой [2, с. 39]:

$$G = 1,65 \cdot 10^3 \cdot 0,3 \cdot (1 - 0,50) = 247,5 \text{ Вт}.$$

Принимаем установившуюся температуру РЖ равной рекомендуемой эксплуатационной температуре: $t_y = 60$ °С. Перепад температур на стенке бака

$$\Delta t = t_y - t_B, \text{ } ^\circ\text{С},$$

где $t_B = 20$ °С – температура окружающего воздуха:

$$\Delta t = 60 - 20 = 40 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Достаточный для охлаждения РЖ полезный объем гидробака

$$V = \sqrt{\left(\frac{G}{a \cdot k_{\text{пр}} \cdot \Delta t} \right)^3}, \text{ дм}^3,$$

где $a = 0,065$ – эмпирический коэффициент [2, с. 41];

$k_{\text{пр}} = 15$ – коэффициент теплопередачи через стенку бака от РЖ к окружающему воздуху, Вт/(м²·°С) [2]:

$$V = \sqrt{\left(\frac{257,4}{0,065 \cdot 15 \cdot 30}\right)^3} = 24,6 \text{ дм}^3.$$

Полезный объем РЖ в гидробаке не превышает установленный для стационарных установок объем, равный двум минутным подачам насоса: $2 \cdot Q_1 \cdot 60 = 2 \cdot 0,802 \cdot 10^{-3} \cdot 60 = 48,12 \text{ дм}^3/\text{мин}$.

Полный геометрический объем прямоугольного гидробака из условия его наполнения на 0,8 высоты составляет $V_6 = 24,6/0,8 = 30,75 \text{ дм}^3$. Принимаем ближайшее стандартное значение объема гидробака $V_6 = 40 \text{ дм}^3$ [2, с. 72].

Учебное издание

ПЕТРЕНКО Станислав Михайлович

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ
ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА
ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

Методическое пособие
для студентов специальности 1-36 10 01
«Горные машины и оборудование»
заочной формы обучения

Редактор Т.А. Подолякова
Компьютерная верстка Д.К. Измайлович

Подписано в печать 02.08.2011.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 2,79. Уч.-изд. л. 2,18. Тираж 100. Заказ 356.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.