

Министерство высшего образования и науки Российской
Федерации
Федеральное государственное образовательное учреждение высшего
образования «Сибирский автомобильно-дорожный университет
(СибАДИ)»
Кафедра «Подъемно-транспортные, тяговые машины и
гидропривод»

РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Методические указания
для курсового проектирования по дисциплинам
«Гидравлика», «Гидравлика и гидропневмопривод»

Омск

2020

УДК 625.76 : 626.226

ББК 39.91-048.5

Рецензент канд. техн. наук, доц. В.А.Палеев

Работа одобрена методической комиссией факультета ТТМ в качестве методических указаний для курсового проектирования по дисциплинам «Гидравлика», «Гидравлика и гидропневмопривод».

Расчет объемного гидропривода транспортно-технологических машин:

Методические указания для курсового проектирования по дисциплинам «Гидравлика», «Гидравлика и гидропневмопривод» /Сост. Н.С.Галдин . – Омск: Изд-во СибАДИ,. – 28 с.

Изложена методика статического расчета объемного гидропривода возвратно-поступательного и вращательного действия мобильных машин. Расчет включает определение мощности гидропривода, выбор насоса, гидроаппаратуры, гидравлический расчет гидролиний, определение параметров гидродвигателя (гидроцилиндра, гидромотора) и их выбор. Изложен тепловой расчет гидропривода.

Методические указания будут полезны студентам механических специальностей вузов, а также для дипломного проектирования по профилям подготовки 23.03.01, 23.03.02 и др

Табл.2. Ил.1. Библиогр.: 17 назв.

© Н.С.Галдин,

© Издательство СибАДИ,

ВВЕДЕНИЕ

Курсовое проектирование объемных гидроприводов по дисциплинам «Гидравлика», «Гидравлика и гидропневмопривод» способствует обобщению и закреплению теоретических знаний студентов, имеет целью развитие навыков самостоятельной творческой работы студентов, пользования справочной литературой, ГОСТами, нормативными документами, выполнения расчетов, чертежей и составления текстовых конструкторских документов.

Объектами проектирования являются объемные гидроприводы подъемно-транспортных, строительных, дорожных, коммунальных и других машин и оборудования /1, 3, 14/.

Главными задачами при проектировании являются расчет основных параметров гидропривода и на его основе выбор нормализованного и стандартного гидрооборудования.

Объем курсовой работы: один лист чертежа формата А1, пояснительная записка объемом 15-20 с.

Варианты заданий на проектирование объемного гидропривода выдаются преподавателем индивидуально.

Единицы измерения физических величин должны соответствовать международной системе (СИ).

Настоящие методические указания дополняют имеющуюся литературу по расчету объемных гидроприводов /1, 3, 5, 9, 11, 13/.

1.ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ

1.1. Требования к пояснительной записке

Общие требования к выполнению текстовых документов устанавливает ГОСТ 2.105-95. К текстовым конструкторским документам относятся пояснительные записки, технические условия, паспорта, расчеты, инструкции и т.п.

Текст документа при необходимости разделяют на разделы и подразделы. Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всего документа, обозначенные арабскими цифрами. Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Разделы, как и подразделы, могут состоять из одного или нескольких пунктов.

Разделы и подразделы должны иметь заголовки. Пункты, как правило, заголовков не имеют. Заголовки должны четко и кратко отражать содержание разделов и подразделов. Их следует печатать с прописной буквы без точки в конце, не подчеркивая. Переносы слов в заголовках не допускаются. Текст документа должен быть кратким, четким и однозначным.

В текстовых документах следует применять термины и определения, наименования и обозначения физических величин и их единицы, установленные стандартами. Сокращение слов в тексте не допускается, за исключением общепринятых в русском языке.

Формулы нумеруются либо в пределах раздела, либо в пределах всего документа.

Пояснительную записку выполняют рукописным способом чернилами на одной стороне листа писчей бумаги формата А4 (210x297мм) либо с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ. Высота букв и цифр должна быть не менее 2,5 мм.

Страницы должны иметь стандартную рамку, выполненную чернилами или тушью. Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки должно быть не менее 10 мм. Расстояние от рамки до границ текста в начале и в конце строк – не менее 3 мм.

Пояснительная записка должна содержать:

- титульный лист (приложение А), являющийся первым листом записки;
- заглавный лист (приложение Б), являющийся вторым листом записки;
- введение;
- исходные данные для расчета гидропривода (задание);
- описание принципиальной гидравлической схемы;
- расчет объемного гидропривода;
- заключение;
- список литературы.

Иллюстрации (принципиальную гидравлическую схему, рисунки) выполняют карандашом с помощью чертежных инструментов.

Все иллюстрации должны иметь сквозную нумерацию (рисунок 1, рисунок 2 и т. д.).

Записка должна иметь обложку из плотной бумаги (она же может быть и титульным листом). Надпись на титульном листе выполняют чертежным шрифтом чернилами, тушью или карандашом.

В расчетной части пояснительной записки при использовании формул, коэффициентов обязательны ссылки на литературу. Ссылки достаточно делать с указанием порядкового номера источника в приводимом в конце пояснительной записки списке использованной литературы. При этом номер литературного источника должен быть помещен в соответствующем месте строки основного текста и заключен в квадратные скобки. При использовании стандартов ссылки делают непосредственно на номер ГОСТа.

Для выбранных элементов гидропривода в записке, кроме ссылок, приводят технические характеристики этих изделий.

В заключении рекомендуется сформулировать основные результаты и выводы по выполненной работе, сделать критические замечания о спроектированном гидроприводе, указать возможность использования других решений.

В список использованной литературы заносят полные наименования только тех книг, которые были использованы при выполнении работы и на которые в тексте записки имеются ссылки.

1.2. Требования к графическим документам (чертежам)

Все чертежи курсовой работы должны быть оформлены в соответствии с единой системой конструкторской документации (ЕСКД). Чертежи выполняют карандашом на листах чертежной бумаги формата А1.

При выполнении принципиальной гидравлической схемы необходимо руководствоваться следующими стандартами: ГОСТ 2.704-76 «Правила выполнения гидравлических и пневматических схем», ГОСТ 2.780-96 «Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические», ГОСТ 2.781- 96 «Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные», ГОСТ 2.782- 96 «Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические», ГОСТ 2.784- 96 «Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов».

Размеры условных графических обозначений элементов гидропривода на принципиальной гидравлической схеме установлены соответствующими стандартами (ГОСТ 2.781- 96, 2.782- 96, 2.784- 96) и зависят от толщины гидролиний связи между элементами гидропривода. Гидролинии (всасывания, напора, слива, управления, отвода утечек) изображают на чертеже одинаковой толщины, а толщина линии выделения нескольких элементов, образующих одно устройство, в два раза меньше толщины гидролиний (ГОСТ 2.784- 96).

2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Варианты заданий на проектирование объемного гидропривода выдаются преподавателем индивидуально.

Гидропривод возвратно-поступательного движения	Гидропривод вращательного движения
Усилие на штоке цилиндра F , кН	Крутящий момент на валу гидромотора M , кН·м
Скорость движения штока V , м/с	Частота вращения вала гидромотора n_m , об/с

Номинальное давление гидропривода $p_{ном}$, МПа
Температура рабочей жидкости $t_{ж}$, °С
Длина гидролиний, м:
всасывающей $l_{вс}$;
напорной $l_{нап}$;
исполнительной $l_{исп}$;
сливной $l_{сл}$
Местные сопротивления:
присоединительные штуцера;
плавные колена 90°;
угольники сверленные;
разъемные муфты и т.д.
Температура окружающей среды $t_{в}$, °С

3. РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Для расчета гидропривода необходимы следующие основные исходные данные:

- выходные параметры гидродвигателей исполнительного механизма (величины крутящих моментов и угловых скоростей вращения вала гидромоторов, величины усилий на штоках и скоростей перемещения штоков гидроцилиндров);

- номинальное давление в гидросистеме;
- режимы работы;
- принципиальная гидравлическая схема;
- значения температуры окружающего воздуха и др.

Величины крутящих моментов на валу гидромоторов и усилий на штоках гидроцилиндров определяют в результате силового расчета рабочего оборудования, механизмов поворота, ходового оборудования и других исполнительных механизмов машины.

Значения скоростей перемещения штоков гидроцилиндров и угловых скоростей вращения валов гидромоторов принимают исходя из кинематического расчета машины. При этом необходимо

учитывать опыт проектирования и эксплуатации машин аналогичного назначения.

При расчете гидропривода принимается ряд допущений, основными из которых являются следующие: рабочая жидкость считается несжимаемой; температура жидкости, основные физические свойства жидкости (плотность, вязкость, модуль объемной упругости и др.) принимаются постоянными; рассматривается установившийся режим работы гидропривода; коэффициенты гидравлических сопротивлений постоянны; разрыва потока жидкости при работе гидропривода не происходит; подача насоса, питающего гидросистему, постоянна.

3.1. Определение мощности гидропривода и насоса

Мощность гидропривода определяют по заданным нагрузкам и скоростям гидродвигателей, обеспечивающих привод исполнительных механизмов.

Полезную мощность гидродвигателя возвратно-поступательного действия (гидроцилиндра) определяют по формуле

$$N_{гдв} = FV, \quad (1)$$

где $N_{гдв}$ – мощность гидродвигателя, кВт; F – усилие на штоке, кН; V – скорость движения штока, м/с.

Полезную мощность гидродвигателя вращательного действия (гидромотора) определяют по формуле

$$N_{гдв} = M\omega_m = M2\pi n_m, \quad (2)$$

где $N_{гдв}$ – мощность гидродвигателя, кВт; M – крутящий момент на валу гидромотора, кН·м; ω_m – угловая скорость вращения вала гидромотора, с⁻¹; n_m – частота вращения вала гидромотора, с⁻¹ (об/с).

На первом этапе расчета гидропривода потери давления и расхода рабочей жидкости учитывают коэффициентами запаса по усилию и скорости.

Коэффициент запаса по усилию учитывает гидравлические потери давления в местных сопротивлениях и по длине гидролиний,

а также потери мощности на преодоление инерционных сил, сил механического трения в подвижных соединениях и т.д.

Коэффициент запаса по скорости учитывает утечки рабочей жидкости, уменьшение подачи насоса с увеличением давления в гидросистеме.

Полезную мощность насоса определяют исходя из мощности гидродвигателя с учетом потерь энергии при ее передаче от насоса к гидродвигателю по формуле

$$N_{\text{нп}} = k_{\text{зу}} k_{\text{зс}} N_{\text{гдв}}, \quad (3)$$

где $N_{\text{нп}}$ – мощность насоса, кВт; $k_{\text{зу}}$ – коэффициент запаса по усилию, $k_{\text{зу}} = 1,1 \dots 1,2$; $k_{\text{зс}}$ – коэффициент запаса по скорости, $k_{\text{зс}} = 1,1 \dots 1,3$; $N_{\text{гдв}}$ – мощность гидродвигателя, кВт.

Меньшие значения коэффициентов следует выбирать для гидроприводов, работающих в легком и среднем режимах, а большие – в тяжелом и весьма тяжелом режимах эксплуатации /6, 9/. Для ориентировочной оценки режима работы гидропривода можно пользоваться табл.2 (см. тепловой расчет гидропривода).

3.2. Выбор насоса

Зная необходимую полезную мощность насоса, определяемую по формуле (3), и учитывая, что полезная мощность насоса связана с номинальным давлением и подачей зависимостью $N_{\text{нп}} = P_{\text{ном}} Q_{\text{н}}$, можно найти подачу и рабочий объем насоса по формулам

$$Q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{нп}}}{P_{\text{ном}}}; \quad (4)$$

$$q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{нп}}}{P_{\text{ном}} n_{\text{н}}}, \quad (5)$$

где $N_{\text{нп}}$ – мощность насоса, кВт; $Q_{\text{н}}$ – подача насоса, $\text{дм}^3/\text{с}$, $Q_{\text{н}} = q_{\text{н}} n_{\text{н}}$; $P_{\text{ном}}$ – номинальное давление, МПа; $q_{\text{н}}$ – рабочий объем насоса, дм^3 ($\text{дм}^3/\text{об}$); $n_{\text{н}}$ – частота вращения вала насоса, с^{-1} ($\text{об}/\text{с}$).

Для того, чтобы найти рабочий объем насоса по формуле (5), необходимо задаться частотой вращения вала насоса, которая зависит от типа приводного двигателя (двигатель внутреннего сгорания, электродвигатель и др.).

Для мобильных машин в качестве приводных двигателей насосов чаще всего используют дизели с номинальной частотой вращения 1500, 1600, 1700 об/мин и т.д.

Номинальные частоты вращения, установленные ГОСТ 12446-80, следующие: 750; 690; 1200; 1500; 1920; 2400 об/мин и т.д. Для насосов с приводом от электродвигателей принимаются значения частот вращения соответствующих электродвигателей.

Насос выбирают из технической литературы [5,9,11,15,16] по двум параметрам, ближайшим к расчетным: номинальному давлению $P_{ном}$ и рабочему объему насоса q_n . В пояснительной записке приводится техническая характеристика выбранного насоса.

При выборе насоса следует учитывать, что насосы, рассчитанные на высокое давление, могут быть использованы в гидроприводах, имеющих более низкое давление.

Если значения рабочего объема насоса в результате расчетов оказываются большими, то возможно применение двух и более насосов, устанавливаемых параллельно. При этом с целью унификации целесообразно использовать один тип насосов.

По технической характеристике выбранного насоса производят уточнение действительной подачи насоса:

$$Q_{нд} = q_{нд} n_{нд} \eta_{об}, \quad (6)$$

где $Q_{нд}$ – действительная подача насоса, $дм^3/с$; $q_{нд}$ – действительный рабочий объем насоса, $дм^3$ ($дм^3/об$); $n_{нд}$ – действительная частота вращения вала насоса, $n_{нд} = n_n, с^{-1}$ (об/с); $\eta_{об}$ – объемный КПД насоса.

Действительная частота вращения вала насоса $n_{нд}$ в формуле (6) может отличаться от номинальной частоты вращения вала насоса из его технической характеристики и берется равной частоте n_n , принятой в формуле (5).

3.3. Определение внутреннего диаметра гидролиний, скоростей движения жидкости

Расчетные значения внутренних диаметров всасывающей, напорной и сливной гидролиний определяют из уравнения неразрывности потока жидкости с учетом размерностей по формуле

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^{-3} Q_{нд}}{\pi V_{ж}}}, \quad (7)$$

где d_p – расчетное значение внутреннего диаметра гидролинии, м; $Q_{нд}$ – действительный расход жидкости (подача насоса), $\text{дм}^3/\text{с}$; $V_{ж}$ – скорость движения жидкости в гидролинии, м/с.

Скорости движения рабочей жидкости выбирают в зависимости от назначения гидролинии таким образом, чтобы для уменьшения потерь давления на гидравлическое трение режим движения был ламинарным или близким к нему.

Рекомендуемые значения скорости движения рабочей жидкости для всасывающей, напорной и сливной гидролиний приведены в работах /2,3/.

По расчетному значению внутреннего диаметра гидролинии d_p производят выбор трубопровода по ГОСТ 8734-75, при этом действительное значение диаметра трубопровода d должно быть больше расчетного, т.е. $d \geq d_p$. Значение толщины стенки трубопровода принимают конструктивно равным 2...4 мм.

После выбора трубопроводов производят определение действительных скоростей движения жидкости во всасывающей, напорной и сливной гидролиниях по формуле

$$V_{жд} = \frac{4 \cdot 10^{-3} Q_{нд}}{\pi d^2}, \quad (8)$$

где $V_{жд}$ – действительное значение скорости движения жидкости, м/с; d – действительное значение внутреннего диаметра гидролинии, м; $Q_{нд}$ – действительный расход жидкости, $\text{дм}^3/\text{с}$.

3.4. Выбор гидроаппаратуры, кондиционеров рабочей жидкости

Гидроаппаратуру (распределители, обратные клапаны, гидрозамки, предохранительные клапаны и др.) выбирают по условному проходу и номинальному давлению. Дополнительным параметром для гидроаппаратуры является номинальный расход рабочей жидкости.

Под условным проходом d_y по ГОСТ 16516-80 понимается округленный до ближайшего значения из установленного ряда диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала устройства или площади проходного сечения присоединяемого трубопровода.

Соотношение между условными проходами и действительными внутренними диаметрами по ГОСТ 16516-80 приведены в табл.1.

Для выбора гидроаппаратуры можно воспользоваться работами / 5,9,11,15,17/.

В пояснительной записке приводится техническая характеристика выбранных гидроаппаратов.

В качестве кондиционеров для очистки рабочей жидкости от загрязняющих примесей в гидроприводах применяют фильтры или сепараторы.

Таблица 1

Условный проход d_y , мм	Диапазон действительных внутренних диаметров d , мм
5,0	4,5...5,7
6,0	5,7...7,2
8,0	7,2...9,0
10,0	9,0...11,0
12,0	11,0...14,0
16,0	14,0...18,0
20,0	18,0...22,5
25,0	22,5...28,5
32,0	28,5...36,0
40,0	36,0...45,0
50,0	45,0...57,0
63,0	57,0...72,0
80,0	72,0...90,0

Кондиционеры выбирают в зависимости от требований, предъявляемых к чистоте рабочей жидкости, по следующим параметрам: условному проходу, номинальной тонкости фильтрации, номинальной пропускной способности и номинальному давлению. Поэтому перед их выбором необходимо установить требования к тонкости фильтрации, обуславливаемые типом выбранного насоса.

Выбор рабочих жидкостей производят на основе анализа режимов работы и условий эксплуатации гидропривода с учетом конструктивных особенностей установленного гидравлического оборудования, главным образом конструктивных особенностей используемого насоса.

Рабочая жидкость должна удовлетворять требованиям, сформулированным в ряде работ /2,5,16/. С учетом этих требований

и выбирается рабочая жидкость. Для этого могут быть использованы вышеуказанные работы. Выбрав рабочую жидкость, необходимо в пояснительной записке привести ее основные характеристики (плотность, вязкость, диапазон изменения температуры окружающей среды).

3.5. Расчет потерь давления в гидролиниях

Определение потерь давления при движении жидкости в гидролиниях необходимо для более точного расчета гидродвигателя, а также для определения гидравлического КПД гидропривода.

Потери давления определяют отдельно для каждой гидролинии (всасывающей, напорной, сливной) при определенной температуре рабочей жидкости. В соответствии с известным из гидравлики принципом наложения потерь [2,4] потери давления в гидролинии определяют по формуле

$$\Delta p = \Delta p_{\ell} + \Delta p_m, \quad (9)$$

где Δp – потери давления в гидролинии, МПа; Δp_{ℓ} – потери давления по длине гидролинии (путевые), МПа; Δp_m – потери давления в местных сопротивлениях, МПа.

Потери давления по длине гидролинии (путевые) определяют по формуле

$$\Delta p_{\ell} = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{V_{\text{жд}}^2}{2} \rho \cdot 10^{-6}, \quad (10)$$

где Δp_{ℓ} – потери давления по длине гидролинии (путевые), МПа; λ – коэффициент путевых потерь (коэффициент Дарси); ℓ – длина гидролинии, м; d – внутренний диаметр гидролинии, м; $V_{\text{жд}}$ – действительная скорость движения жидкости в гидролинии, м/с; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³.

При подстановке в формулу (10) длины гидролинии ℓ следует учитывать, что для всасывающей гидролинии $\ell = \ell_{\text{вс}}$, для напорной гидролинии $\ell = \ell_{\text{нап}} + \ell_{\text{исп}}$, а для сливной гидролинии $\ell = \ell_{\text{сл}} + \ell_{\text{исп}}$.

Коэффициент путевых потерь зависит от режима движения жидкости, его определяют по формулам, рекомендуемым в гидравлике /2,4/:

а) для ламинарного режима ($Re < 2320$):

$$\lambda = 75/Re; \quad (11)$$

б) для турбулентного режима ($Re > 2320$):

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (12)$$

Число Рейнольдса определяют по формуле

$$Re = \frac{V_{жд} d}{\nu}, \quad (13)$$

где $V_{жд}$ – действительная скорость движения жидкости в гидролинии, м/с; d – внутренний диаметр гидролинии, м; ν – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, м²/с.

Потери давления в местном сопротивлении определяют по формуле

$$\Delta p_m = \xi \frac{V_{жд}^2}{2} \rho \cdot 10^{-6}, \quad (14)$$

где Δp_m – потери давления в местном сопротивлении, МПа; ξ – коэффициент местного сопротивления; $V_{жд}$ – действительная скорость движения жидкости, м/с; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Значения коэффициентов местных сопротивлений приведены в работах /2,4,8/. Распределение заданных видов местных сопротивлений (угольники, плавные колена и т.д.) по гидролиниям (напорной, сливной) производится студентом самостоятельно.

3.6. Расчет гидроцилиндров

Поршневые гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком являются самыми распространенными гидродвигателями поступательного движения выходного звена.

Основными параметрами гидроцилиндров являются: усилие на штоке F , скорость штока V , диаметр поршня D , диаметр штока d и

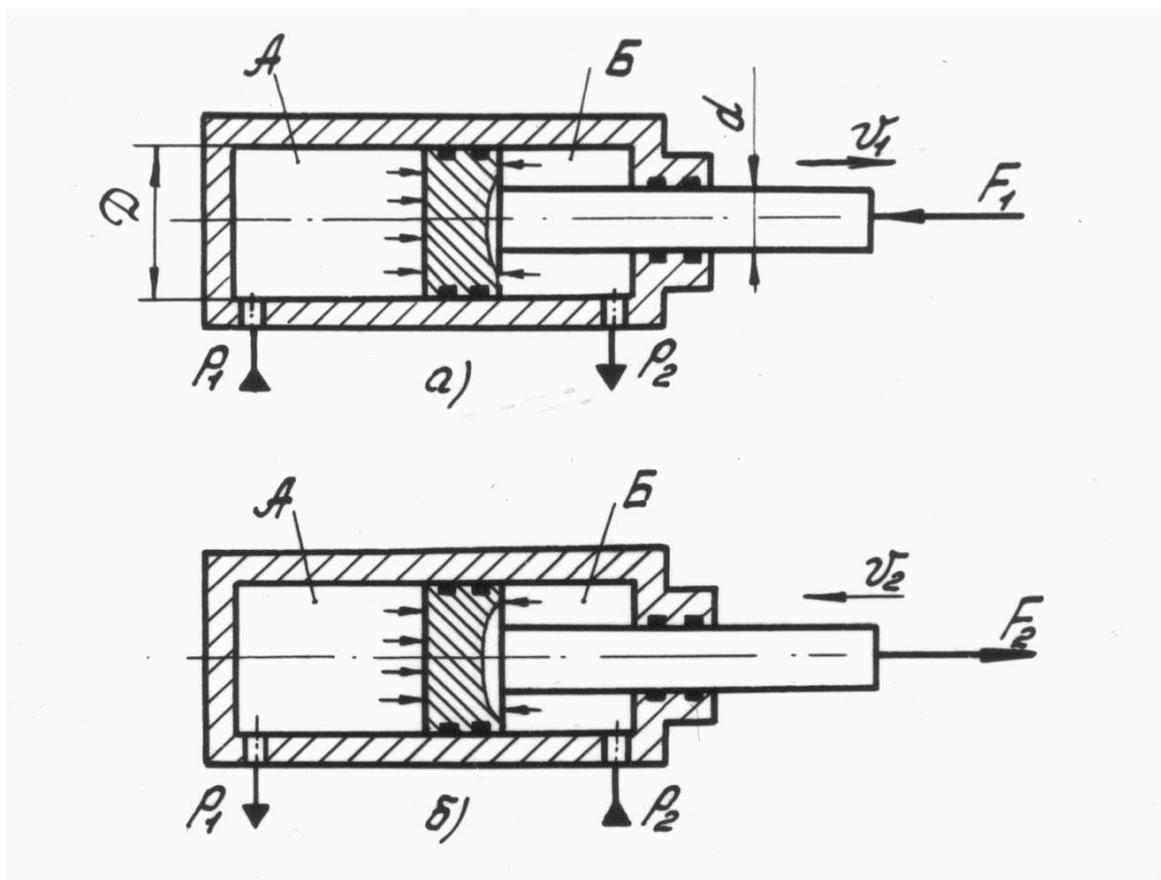
ход штока L . Усилие на штоке, скорость штока и ход штока заданы, а диаметры поршня и штока рассчитываются. Расчетные схемы гидроцилиндров приведены на рисунке.

Диаметр поршня гидроцилиндра с поршневой рабочей полостью А (шток выталкивается, см. рисунок, а) определяют из уравнения равновесия сил, действующих на шток:

$$F_1 = p_1 \frac{\pi D^2}{4} - p_2 \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}, \quad (15)$$

где F_1 – усилие на штоке, Н; p_1 – давление в поршневой полости, Па, $p_1 = p_{\text{ном}} - \Delta p_n$, здесь $p_{\text{ном}}$ – номинальное давление, Δp_n – потери давления в напорной гидролинии; D – диаметр поршня, м; p_2 – давление в штоковой полости, Па, $p_2 = \Delta p_c$ – потери давления в сливной гидролинии; d – диаметр штока, м.

Потери давления в напорной и сливной гидролиниях определяются по формуле (9).



Расчетные схемы гидроцилиндров:
а – с поршневой рабочей полостью;
б – со штоковой рабочей полостью

Задавшись значением коэффициента $\varphi = d/D = 0,3...0,7$ по рекомендациям работ [1,3,5,6] и решив уравнение (15) относительно диаметра поршня, получим следующее выражение:

$$D = D_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi[(p_{\text{ном}} - \Delta p_n) - (1 - \varphi^2)\Delta p_c]}}. \quad (16)$$

После нахождения диаметра поршня определяют диаметр штока $d = \varphi \cdot D$.

Для гидроцилиндра со штоковой рабочей полостью Б (шток вытягивается, см. рисунок, б) диаметр поршня определяют из формулы

$$F_2 = p_2 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} - p_1 \frac{\pi D^2}{4}, \quad (17)$$

где F_2 – усилие на штоке, Н; p_2 – давление в штоковой полости, Па, $p_2 = p_{\text{ном}} - \Delta p_n$, здесь $p_{\text{ном}}$ – номинальное давление, Δp_n – потери давления в напорной гидролинии; D – диаметр поршня, м; d – диаметр штока, м; p_1 – давление в поршневой полости, Па, $p_1 = \Delta p_c$, здесь Δp_c – потери давления в сливной гидролинии.

Решив уравнение (17) относительно диаметра поршня при выбранном значении $\varphi = d/D$, получим

$$D = D_1 = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi[(p_{\text{ном}} - \Delta p_n)(1 - \varphi^2) - \Delta p_c]}}. \quad (18)$$

Кроме определения диаметров поршня и штока из условия обеспечения заданного усилия F , необходимо произвести еще расчет гидроцилиндра по обеспечению заданной скорости движения штока V .

В этом случае диаметр поршня вторично определяется из уравнения неразрывности потока жидкости ($Q_{\text{нд}} = vS_{\text{эф}}$, здесь $S_{\text{эф}}$ – эффективная площадь поршня) по формулам:

а) для гидроцилиндра с поршневой рабочей полостью:

$$D = D_2 = \sqrt{\frac{4Q_{\text{нд}}}{\pi V}}; \quad (19)$$

б) для гидроцилиндра со штоковой рабочей полостью:

$$D = D_2 = \sqrt{\frac{4Q_{\text{нд}}}{\pi(1 - \varphi^2)V}}, \quad (20)$$

где D – диаметр поршня, м; $Q_{нд}$ – расход жидкости, м³/с; V – скорость движения штока, м/с; φ – коэффициент, $\varphi = d/D$.

По известным значениям диаметров поршня, полученным по уравнениям (16) и (19) или (18) и (20), находим его среднее значение $D_{cp} = (D_1 + D_2) / 2$ и среднее значение диаметра штока гидроцилиндра.

Основные параметры гидроцилиндров, в том числе диаметры поршня и штока, регламентируются ГОСТ 6540-68 “Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров” и другими нормативно-техническими документами, по которым и выбираются ближайшие к средним расчетным значениям диаметры поршня D и штока d . Можно также воспользоваться сведениями по гидроцилиндрам, приведенным в работах [1,5,12,15,16]. Общие технические требования к гидроцилиндрам определяются ГОСТ 16514-87.

По выбранным стандартным значениям диаметров поршня D и штока d определяют действительное усилие F_d , развиваемое гидроцилиндром, по формуле (15) или (17).

Действительную скорость движения штока определяют из уравнения неразрывности потока жидкости по формуле

$$V_d = \frac{Q_{нд}}{S_{эф}}, \quad (21)$$

где V_d – действительная скорость штока, м/с; $Q_{нд}$ – расход жидкости, м³/с; $S_{эф}$ – эффективная площадь поршня, м², $S_{эф} = \pi D^2 / 4$ – для поршневой рабочей полости, $S_{эф} = \pi/4 \cdot (D^2 - d^2)$ – для штоковой рабочей полости, здесь D и d – стандартные значения диаметров поршня и штока соответственно.

Затем производят сравнение действительных и заданных параметров по относительным величинам:

$$\delta_v = \frac{\Delta V}{V} 100 \% = \frac{V - V_d}{V} 100 \% ; \quad (22)$$

$$\delta_F = \frac{\Delta F}{F} 100 \% = \frac{F - F_d}{F} 100 \% . \quad (23)$$

Допускаемая величина отклонения действительных значений выходных параметров гидроцилиндра от заданных не должна превышать $\pm 10 \%$.

В том случае, если отклонение действительных значений выходных параметров гидроцилиндра (усилие и (или) скорость) превышает $\pm 10 \%$, тогда из формул (15) или (17) определяют **рабочее давление** в рабочей полости гидроцилиндра, а из формулы

(21) находят **рекомендуемый расход жидкости** для обеспечения заданных выходных параметров гидроцилиндра.

3.7. Расчет гидромоторов

Основными параметрами гидромотора являются рабочий объем q_m , номинальное давление $p_{ном}$, крутящий момент на валу гидромотора M , частота вращения вала n_m , расход рабочей жидкости Q_m .

Мощность, потребляемую гидромотором, определяют по его основным параметрам:

$$N_m = p_m Q_m = p_m q_m n_m, \quad (24)$$

где N_m – мощность гидромотора, кВт; p_m – перепад давления на гидромоторе, МПа, $p_m = (p_{ном} - \Delta p_n) - \Delta p_c$, здесь $p_{ном}$ – номинальное давление, Δp_c – потери давления в напорной и сливной гидролиниях; Q_m – расход жидкости через гидромотор, $дм^3/с$; q_m – рабочий объем гидромотора, $дм^3$ ($дм^3/об$); n_m – частота вращения вала гидромотора, $с^{-1}$ ($об/с$).

Рабочий объем гидромотора находят из равенства полезной мощности гидромотора, определяемой по формуле (2), и потребляемой мощности (24) по формуле

$$q_m = \frac{2\pi M}{(p_{ном} - \Delta p_n) - \Delta p_c}, \quad (25)$$

где q_m – рабочий объем, $дм^3$ ($дм^3/об$); M – крутящий момент на валу гидромотора, $кН \cdot м$; $p_{ном}$ – номинальное давление, МПа; p_n – потери давления в напорной гидролинии, МПа; Δp_c – потери давления в сливной гидролинии, МПа.

Но значение рабочего объема гидромотора должно еще удовлетворять следующему соотношению:

$$Q_{нд} = Q_m = q_m n_m. \quad (26)$$

Из формулы (26) вторично определяют рабочий объем гидромотора:

$$q_m = \frac{Q_{нд}}{n_m}, \quad (27)$$

где q_m – рабочий объем, $дм^3$ ($дм^3/об$); $Q_{нд}$ – расход жидкости, $дм^3/с$; n_m – частота вращения вала гидромотора, $с^{-1}$ ($об/с$).

По среднему значению рабочего объема и остальным параметрам производят выбор гидромотора. Для выбора гидромотора могут быть использованы следующие работы /5,11,15,16/.

В пояснительной записке приводят техническую характеристику гидромотора.

После выбора гидромотора определяют действительные значения частоты вращения вала и крутящего момента, развиваемого гидромотором.

Действительные значения крутящего момента и частоты вращения вала гидромотора вычисляют по формулам

$$M_{д} = \frac{q_{мд} (p_{ном} - \Delta p_n - \Delta p_c)}{2\pi} \cdot \eta_{гм}; \quad (28)$$

$$n_{мд} = \frac{Q_{нд}}{q_{мд}} \eta_{об}, \quad (29)$$

где $q_{мд}$ – действительный рабочий объем гидромотора, $дм^3$ ($дм^3/об$); $\eta_{гм}$, $\eta_{об}$ – гидромеханический и объемный КПД гидромотора из его технической характеристики.

Далее приводят сравнение действительных и заданных параметров по относительным величинам

$$\delta_m = \frac{\Delta M}{M} \cdot 100 \% = \frac{M - M_{д}}{M} \cdot 100 \% ; \quad (30)$$

$$\delta_{n_m} = \frac{\Delta n_m}{n_m} \cdot 100 \% = \frac{n_m - n_{мд}}{n_m} \cdot 100 \% . \quad (31)$$

Допускаемая величина отклонения не превышает $\pm 10 \%$.

В том случае, если отклонение действительных значений выходных параметров гидромотора (крутящий момент и (или) частота вращения вала) превышают $\pm 10 \%$, тогда из формулы (25) определяют **рабочее давление** в гидролинии, а из формулы (27) находят **рекомендуемый расход жидкости** для обеспечения заданных выходных параметров гидромотора.

3.8. Тепловой расчет гидропривода

Тепловой расчет гидропривода приводится с целью определения температуры рабочей жидкости, объема гидробака и выяснения необходимости применения специальных теплообменных устройств.

Основными причинами выделения тепла в гидроприводе являются: внутреннее трение рабочей жидкости, дросселирование жидкости при прохождении различных элементов гидропривода, трение в гидрооборудовании и др.

Количество тепла, выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в гидроприводе мощности.

Тепловой расчет гидропривода ведется на основе уравнения теплового баланса:

$$Q_{\text{выд}} = Q_{\text{отв}}, \quad (32)$$

где $Q_{\text{выд}}$ – количество тепла, выделяемого гидроприводом в единицу времени (тепловой поток), Вт; $Q_{\text{отв}}$ – количество тепла, отводимого в единицу времени, Вт.

Количество выделяемого тепла определяется по формуле /10,11/:

$$Q_{\text{выд}} = N_{\text{н}} (1 - \eta_{\text{гм}}) \cdot k_{\text{в}} \cdot k_{\text{д}} = \frac{P_{\text{ном}} Q_{\text{нд}}}{\eta_{\text{н}}} (1 - \eta_{\text{гм}}) k_{\text{в}} \cdot k_{\text{д}}, \quad (33)$$

где $Q_{\text{выд}}$ – количество тепла, выделяемого в единицу времени, Вт; $N_{\text{н}}$ – мощность привода насоса (потребляемая), Вт; $\eta_{\text{гм}}$ – гидромеханический КПД гидропривода; $k_{\text{в}}$ – коэффициент продолжительности работы гидропривода; $k_{\text{д}}$ – коэффициент использования номинального давления; $P_{\text{ном}}$ – номинальное давление, Па; $Q_{\text{нд}}$ – действительная подача насоса, м³/с; $\eta_{\text{н}}$ – полный КПД насоса из его технической характеристики.

Гидромеханический КПД гидропривода находят по формуле

$$\eta_{\text{гм}} = \eta_{\text{гмн}} \cdot \eta_{\text{гмгдв}} \cdot \eta_{\text{г}}, \quad (34)$$

где $\eta_{\text{гмн}}$, $\eta_{\text{гмгдв}}$ – гидромеханические КПД насоса и гидродвигателя соответственно; $\eta_{\text{г}}$ – гидравлический КПД гидропривода, учитывающий потери давления в гидролиниях.

Гидравлический КПД гидропривод равен

$$\eta_{\text{г}} = \frac{P_{\text{ном}} - (\Delta p_{\text{н}} + \Delta p_{\text{с}} + \Delta p_{\text{вс}})}{P_{\text{ном}}}, \quad (35)$$

где $p_{ном}$ – номинальное давление, МПа; $\Delta p_n, \Delta p_c, \Delta p_{вс}$ – потери давления в напорной, сливной и всасывающей гидрелиниях соответственно, МПа.

Следует отметить, что в технических характеристиках насосов и гидромоторов обычно приводят значения полного и объемного КПД. Поэтому гидромеханический КПД определяют из выражения для полного КПД гидромашин:

$$\eta_{н(м)} = \eta_{гн(м)} \cdot \eta_{мн(м)} \cdot \eta_{обн(м)} = \eta_{гмн(м)} \cdot \eta_{обн(м)}, \quad (36)$$

где η_n – полный КПД насоса (или гидромотора); $\eta_{гн}$ – гидравлический КПД; $\eta_{мн}$ – механический КПД; $\eta_{обн}$ – объемный КПД; $\eta_{гмн}$ – гидромеханический КПД.

Значения гидромеханического КПД гидроцилиндров принимают равными 0,92...0,98.

Значения коэффициентов продолжительности работы гидропривода и использования номинального давления приведены в табл.2 /6,9,10/.

Таблица 2

Режим работы гидропривода	Коэффициент продолжительности и работы гидропривода k_b	Коэффициент использования номинального давления k_d	Область применения
Легкий	0,1...0,3	До 0,4	Системы управления
Средний	0,3...0,5	0,4...0,7	Скреперы, трубоукладчик и, рыхлители
Тяжелый	0,5...0,8	0,7...0,9	Бульдозеры, автогрейдеры, автокраны, погрузчики
Весьма тяжелый	0,8...0,9	Свыше 0,9	Экскаваторы, катки, машины непрерывного действия, тягачи и др.

Коэффициент продолжительности работы гидропривода k_b определяют отношением времени действия гидропривода $t_{гп}$ к времени работы машины t_m , т.е. $k_b = t_{гп} / t_m$.

Коэффициент использования номинального давления k_d равен отношению рабочего давления в гидроприводе p к номинальному $p_{ном}$, т.е. $k_d = p / p_{ном}$.

Количество тепла, отводимого в единицу времени от поверхностей металлических трубопроводов, гидробака при установившейся температуре жидкости, определяют по формуле

$$Q_{отв} = \kappa_{гп} (t_{ж} - t_0) \sum_{i=1}^3 S_{гi} + \kappa_{гп} (t_{ж} - t_0) S_6, \quad (37)$$

где $Q_{отв}$ – количество отводимого в единицу времени тепла, Вт; $\kappa_{гп}$ – коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости в окружающий воздух, Вт/(м²·град); $t_{ж}$ – установившаяся температура рабочей жидкости, °С, $t_{ж} \leq 60 \dots 70$ °С; t_0 – температура окружающего воздуха, °С; $\sum_{i=1}^3 S_{гi}$ – суммарная площадь наружной теплоотводящей поверхности трубопроводов (всасывающей, напорной, сливной гидролиний), м², $S_{гi} = \pi(d_i + 2\delta_i)l_i$, здесь d_i – внутренний диаметр; δ_i – толщина стенки; l_i – длина i -го трубопровода; S_6 – площадь поверхности гидробака, м².

Для практических расчетов рекомендуется принимать значения $\kappa_{гп} = 10 \dots 15$ Вт/(м²·град) /10/, причем минимальные значения коэффициента $\kappa_{гп}$ берутся при затрудненной циркуляции воздуха, максимальные – при свободном обтекании воздухом элементов гидропривода.

Площадь поверхности гидробака определяют из уравнения теплового баланса (32) после подстановки в него выражений (33) и (37).

Расчетная площадь поверхности гидробака связана с его объемом следующей зависимостью:

$$S_6 = 0,065 \sqrt[3]{V^2}, \quad (38)$$

где S_6 – площадь поверхности гидробака, м²; V – объем гидробака, дм³.

Из формулы (38) определяют объем гидробака. Этот объем не должен превышать 0,8...3,0 минутной подачи насоса. Если это

условие не удовлетворяется, то необходима установка теплообменника.

В этом случае задаются объемом гидробака, исходя из рекомендуемого соотношения 0,8...3,0 минутной подачи насоса. Затем по формуле (38) определяют площадь гидробака, а площадь теплоотводящей поверхности теплообменника находят из уравнения теплового баланса гидропривода с теплообменником (отвод тепла через наружную поверхность трубопроводов не учитываем):

$$Q_{\text{выд}} = Q_{\text{б}} + Q_{\text{т}}, \quad (39)$$

где $Q_{\text{выд}}$ – количество тепла, выделяемого в единицу времени, Вт; $Q_{\text{б}}$ – количество отводимого в единицу времени тепла от поверхности гидробака, Вт, $Q_{\text{б}} = \kappa_{\text{гп}}(t_{\text{ж}} - t_{\text{о}}) \cdot S_{\text{б}}$; $Q_{\text{т}}$ – количество отводимого в единицу времени тепла от теплоотводящей поверхности теплообменника, Вт, $Q_{\text{т}} = \kappa_{\text{тпт}}(t_{\text{ж}} - t_{\text{о}}) \cdot S_{\text{т}}$, здесь $\kappa_{\text{тпт}}$ – коэффициент теплоотводящей поверхности теплообменника, м^2 .

При расчете теплообменника значения $\kappa_{\text{тпт}}$ принимают равными 110...175 Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{град}$).

Библиографический список

1. Алексеева Т.В., Галдин Н.С., Шерман Э.Б. Гидравлические машины и гидропривод мобильных машин. – Новосибирск: Изд-во НГУ, 1994. – 212 с.
2. Основы машиностроительной гидравлики /Т.В.Алексеева, Н.С.Галдин, Э.Б.Шерман, В.С.Щербатов. – Омск: ОмПИ, 1986. – 87 с.
3. Гидравлические машины, гидропривод мобильных машин /Т.В.Алексеева, Н.С.Галдин, Э.Б.Шерман, Б.П.Воловиков. – Омск: ОмПИ, 1987. – 88 с.
4. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
5. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
6. Дорожные машины. Ч.1. Машины для земляных работ /Т.В.Алексеева, К.А.Артемьев, А.А.Бромберг и др. – М.: Машиностроение, 1972. – 504 с.
7. Задания на курсовую работу по гидроприводу дорожно-строительных машин /Сост.: Т.В.Алексеева, Н.С.Галдин, В.С.Башкиров, В.П.Шаронов; СибАДИ. – Омск, 1984. – 36 с.

8. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.
9. Каверзин С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: Учеб. пособие. – Красноярск: ПИК «Офсет», 1997. – 384 с.
10. Каверзин С.В. Работоспособность гидравлического привода самоходных машин при низких температурах. – Красноярск: Изд-во Красноярского ун-та, 1986. – 144 с.
11. Курсовое и дипломное проектирование гидроприводов мобильных машин с применением ЭВМ: Учеб. пособие /Т.В.Алексеева, Н.С.Галдин, Э.Б.Шерман. – Омск: ОмПИ, 1990. – 88 с.
12. Муратов В.А., Павловский С.А. Гидроцилиндры. Конструкции и расчет. – М.: Машиностроение, 1966. – 171 с.
13. Основные положения расчета объемного гидропривода: Методические указания по курсовому и дипломному проектированию/Сост.: Н.С.Галдин, Э.Б.Шерман; СибАДИ. – Омск, 1988. – 32 с.
14. Приложения к заданиям на курсовую работу по гидроприводу дорожно-строительных машин /Сост.: Т.В.Алексеева, Н.С.Галдин, В.С.Башкиров, В.П.Шаронов; СибАДИ. – Омск, 1984. – 34 с.
15. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. – М; Машиностроение, 1988. – 512 с.
16. Элементы объемных гидроприводов строительных и дорожных машин и их выбор при курсовом и дипломном проектировании. Ч.1. Насосы и гидродвигатели: Методические указания /Сост.: Т.В.Алексеева, В.С.Башкиров, Н.С.Галдин; СибАДИ. – Омск, 1983. – 30 с.
17. Элементы объемных гидроприводов строительных и дорожных машин и их выбор при курсовом и дипломном проектировании. Ч.2. Гидроаппаратура: Методические указания /Сост.: Т.В.Алексеева, В.С.Башкиров, Н.С.Галдин; СибАДИ. – Омск, 1983. – 26 с.

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия
(СибАДИ)

ГИДРОПРИВОД ЭКСКАВАТОРА
Пояснительная записка

ТТМ.01А.00.000 ПЗ

2003

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА.....

2. ОПИСАНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ.....

3. РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА.....

3.1. Определение мощности гидропривода и насоса.....

.....

.....

.....

.....

3.7. Тепловой расчет гидропривода.....

ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....

					ТТМ-01А.00.000 ПЗ			
<i>Из</i>	<i>Лит</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	<i>Фамилия</i>	<i>ь</i>			Гидропривод экскаватора	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	<i>Фамилия</i>						2	29
<i>Т.контр.</i>	<i>ФИО</i>							
<i>Н.</i>	<i>ФИО</i>							
<i>Контр.д.</i>	<i>ФИО</i>							

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ.....	4
1.1. Требования к пояснительной записке.....	4
1.2. Требования к графическим документам (чертежам).....	5
2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА.....	6
3. РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА.....	7
3.1. Определение мощности гидропривода и насоса.....	8
3.2. Выбор насоса.....	9
3.3. Определение внутреннего диаметра гидролиний, скоростей движения жидкости.....	10
3.4. Выбор гидроаппаратуры, кондиционеров рабочей жидкости.....	11
3.5. Расчет потерь давления в гидролиниях.....	13
3.6. Расчет гидроцилиндров.....	14
3.7. Расчет гидромоторов.....	18
3.8. Тепловой расчет гидропривода.....	20
Библиографический список.....	24
Приложение А.....	26
Приложение Б.....	27

