

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

**Кафедра “Будівельні, колійні та
вантажно-розвантажувальні машини”**

**РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ
МОБІЛЬНИХ МАШИН**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання практичних занять
та самостійних робіт
з дисципліни**

«ОСНОВИ АВТОМАТИЗАЦІЇ БКВРМ»

Харків 2011

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри “Будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини 7 грудня 2009 р., протокол № 4.

У даній роботі наведені основні схеми та відомі залежності для вибору і розрахунків гідравлічних приводів мобільних машин для рішення практичних завдань, виконання самостійних робіт та при дипломному проектуванні. Наведено приклади розрахунків та рішення деяких завдань.

Методичні вказівки призначені для студентів спеціальності 7.090214 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і устаткування” всіх форм і строків навчання.

Укладач
доц. О.В. Суранов

Рецензент
доц. А.М. Кравець

РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних занять
та самостійних робіт
з дисципліни

«ОСНОВИ АВТОМАТИЗАЦІЇ БКВРМ»

Відповідальний за випуск Суранов О.В.

Редактор Губарева К.А.

Підписано до друку 25.01.10 р.

Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 0,5. Тираж 150. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту
61050, Харків - 50, майдан Фейербаха, 7
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

**Міністерство транспорту та зв'язку України
Українська державна академія залізничного транспорту**

Кафедра БКВРМ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних завдань та самостійних робіт
з дисципліни

«Основи автоматизації БКВРМ»

Розділ 2: “Розрахунок гідравлічних приводів мобільних машин”
для студентів спеціальності

“Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні
машини і устаткування”

усіх форм і строків навчання

Методичні вказівки розглянуті та рекомендовані до друку на засіданні кафедри БКВРМ 7.12.09 р., протокол № 4.

В даній роботі наведена гідравлічна схема екскаватора ЭО-4321Б та надано приклад для розрахунку та вибору основних гідравлічних елементів приводу машини. Методичні вказівки призначені для рішення практичних завдань, виконання самостійних робіт та при дипломному проектуванні.

Методичні вказівки розроблені для студентів спеціальності “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і устаткування” усіх форм і строків навчання

Склав
доц. О.В. Суранов

Рецензент
доц. А.М. Кравець.

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Гідравлічна система екскаватора ЕО-4321Б	5
2 Розрахунок гідравлічного привода рукояті лопати екскаватора	9
Список літератури	13
Додаток А	14

ВСТУП

Підвищення ефективності та економічності транспортних і будівельних машин можливо за рахунок автоматизації керування силовим устаткуванням. Гідравлічні приводи, які неперервно регулюються у процесі роботи, є виконавчими елементами систем автоматичного керування. До складу багатьох сучасних систем автоматичного керування (САК) будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин і обладнання (БКВРМ) входять десятки, а іноді й сотні виконавчих пристроїв, які виконують команди систем керування. Це різноманітні силові пристрої, які використовують електричну, пневматичну та гідравлічну енергію.

Серед них виділяються гідравлічні виконавчі елементи та системи. Перевагами гідравлічних виконавчих систем є: мала вага та об'єм, який приходить на одиницю потужності, що передається; простота здійснення безступеневого регулювання швидкостей; високий рівень редукції; високе значення коефіцієнта корисної дії (ККД); надійність роботи; простота обслуговування та керування, а також універсальність використання.

Використання гідравлічних виконавчих систем спрощує рішення багатьох технічних завдань, проблему автоматизації виробничих процесів, підвищує якість БКМ, значно зменшує їх вагу та габарити. Так, габарити сучасного гідромотора порівняно з електромотором аналогічної потужності менші у 10 - 15 разів, а вага – у 5 - 10 разів [1].

Перелічені переваги гідравлічних виконавчих систем автоматики БКМ забезпечили широке їх використання.

У даній роботі наведені приклади вибору основних елементів та розрахунків гідравлічних виконавчих приводів систем автоматики БКВРМ при рішенні практичних завдань та при дипломному проектуванні. Як приклад для розрахунків обрано гідропривод екскаватора ЕО-4321.

1 ГІДРАВЛІЧНА СИСТЕМА ЕКСКАВАТОРА ЕО-4321Б

На рисунку 1 подана гідравлічна принципова схема екскаватора ЕО-4321Б з дизелем Д-260.2. Гідросистема забезпечує привод всіх рухів на екскаваторі, за винятком привода гідронасосів. Гідросистема (рисунок 1) складається з: гідробака Б; гідронасосів НА, НШ1 із приводом від дизеля Д-260.2; розподільної та запобіжної апаратури; пристроїв фільтрації робочої рідини; виконавчих механізмів (гідромоторів, гідроциліндрів); системи сервіс-управління; гідросистеми керма, трубопроводів і приєднувальних елементів системи охолодження робочої рідини. Гідробак, насосна установка, розподільна апаратура, гідромотор повороту встановлені на поворотній платформі. Всі виконавчі механізми знаходяться біля робочих органів, які приводять їх у рух. Джерелом тиску в гідроприводі робочих рухів екскаватора служить гідронасос типу НА.

З метою економічного використання потужності дизеля в насосах застосований спеціальний механізм – суматор потужності, що змінює одночасно витрату кожного з насосів обернено пропорційно тиску. Область сумарних тисків (сума тисків від двох секції насоса), у якій працює суматор потужності 24-50 МПа (240-500 кгс/см²). При сумарному тиску до 24 МПа (240 кгс/см²) продуктивність кожної секції насоса становлять Q=120 дм³/хв. Із зростанням тиску продуктивність знижується, доходячи при сумарному тиску 50±3,2 МПа (500±32 кгс/см²) до 60 дм³/хв на кожній секції насоса.

У гідророзподільниках Р1, Р2 встановлені запобіжні клапани КП1, КП2 для захисту гідросистеми та насосів від перевантажень. У корпусах фланців на насосах передбачені місця для установки контрольних манометрів.

Розподіл робочої рідини здійснюють два гідророзподільники Р1, Р2. Кожен гідророзподільник містить чотири золотники. Керування золотниками є пружинно-гідравлічним і здійснюється від пневмогідроакумулятора з гідроклапаном.

Керування золотниками "Міст передній", "Міст задній", "Опори бульдозера" й "Стріла" здійснюється через електричні

керуючі гідророзподільники. Електричні керуючі гідророзподільники Р8 і Р9 дозволяють управляти золотником бульдозера й опор від тієї ж рукояті, що й керування золотником стріли. Електричні керуючі гідророзподільники Р10 і Р11 дозволяють управляти золотниками ходу заднього й переднього моста від однієї педалі блока керування БУЗ. Електричний керуючий гідророзподільник Р7 управляє перемиканням гідророзподільника Р5. Електричний керуючий гідророзподільник Р12 управляє перемиканням гідроциліндрів редукторів заднього моста. Електричний керуючий гідророзподільник Р6 здійснює блокування керування (при піднятому підлокітнику керування відсутнє).

Запобіжний клапан КП16 або БК4 (для дизеля Д-260) служить для підтримки тиску в магістралі сервіс-управління. Клапан КП17 служить для випускання повітря із НШ1 при першому запусканні дизеля. Пневмогідроаккумулятор з гідроклапаном БК4 живиться від основного насоса НА. Від секції А гідронасоса НА робоча рідина надходить до гідророзподільника Р2, що управляє роботою гідромотора повороту платформи, гідромоторами переднього моста М3 і М4, гідроциліндром рукояті Ц4 і гідроциліндрами бульдозера й опор.

Роздільне керування гідроциліндрами бульдозера й опор від одного золотника здійснюється за допомогою розподільника Р5: при вимкненому розподільнику Р5 управляється тільки бульдозер, а при увімкненому розподільнику Р5 управляється бульдозер разом з опорами. При нейтральному положенні всіх золотників гідророзподільника Р2 потік робочої рідини проходить через гідророзподільник Р2 і надходить у гідророзподільник Р1, керуючий роботою гідроциліндра стріли Ц1, Ц2, гідроциліндрами ковша Ц3, гідромоторами заднього моста М1, М2 і гідроциліндрами рукояті.

Секція Б насоса НА приєднана до гідророзподільника Р1. При нейтральному положенні золотників гідророзподільників Р1, Р2 потік робочої рідини, що нагнітається обома секціями насоса НА, надходить у бак. Золотник гідророзподільника Р1 заблокований із золотником гідророзподільника Р2 й управляється з ним однією рукояттю.

У такий спосіб виконавчі органи, керовані золотниками П, Х, Р (Б, 0) (назвемо їхньою групою I), живляться від однієї секції насоса, а виконавчі органи, керовані золотниками ХЗ, З, ДО, Р (назвемо їхньою групою II), при нейтральному положенні золотників групи I живляться від двох секції насоса НА.

Гідросистема екскаватора дозволяє сполучати один робочий рух групи I з одним робочим рухом групи II. Наявність двох золотників, керуючих гідроциліндром рукояті, дозволяє сполучати роботу рукояті з рухом будь-якого іншого робочого органа екскаватора.

Злив з порожнин виконавчих органів здійснюється через гідророзподільники, при цьому зливальні порожнини гідророзподільника Р1 зв'язані з гідробаком Б безпосередньо, зливальні порожнини гідророзподільників Р1, Р2- через кран перемикач зливу РЗ, що слугує для керування зливальним потоком. Охолодження робочої рідини забезпечує апарат теплообмінний (калорифер) КМ, очищення і фільтрацію – фільтр Ф. Для запобігання гідросистеми повороту платформи в момент гальмування в гідросистемі встановлений блок клапанів БК1. Гідросистема ходу охороняється блоками БК2, БК3. Для захисту магістралей від реактивних тисків у лініях безштокових порожнин гідроциліндрів стріли, ковша, рукояті й штокових порожнин гідроциліндра стріли встановлені розвантажувальні клапани.

Підживлення гідромотора повороту платформи здійснюється від зливальної магістралі за допомогою двох зворотних клапанів вбудованих у БК1.

Зв'язок між виконавчими органами, що знаходяться на колісному ходу та розподільною апаратурою здійснюється за допомогою колектора КЦ.

Система рульового керування складається з: кермового агрегату, насоса шестеренного НШ2, гідроциліндра повороту коліс Ц8, системи важелів і тяг, трубопроводів.

Підведення робочої рідини до гідроциліндрів опор здійснюється через гідрозамки Г31, Г32, до гідроциліндра бульдозера – через гідрозамок Г33. Із штоковою порожниною гідроциліндра рукояті та безштоковими порожнинами

гідроциліндрів стріли зв'язані магістралями, на яких установлені дроселі ДР1.

2 РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ РУКОЯТІ ЛОПАТИ ЕКСКАВАТОРА

Як бачимо, гідравлічна схема екскаватора досить складна. Тому для розрахунків вибирають один із силових елементів привода машини. Для прикладу розглянемо гідравлічний привод рукояті лопати дизель-гідравлічного екскаватора із штоковим одноступінчастим гідроциліндром двосторонньої дії. Спрощена гідравлічна схема привода наведена на рисунку 2.

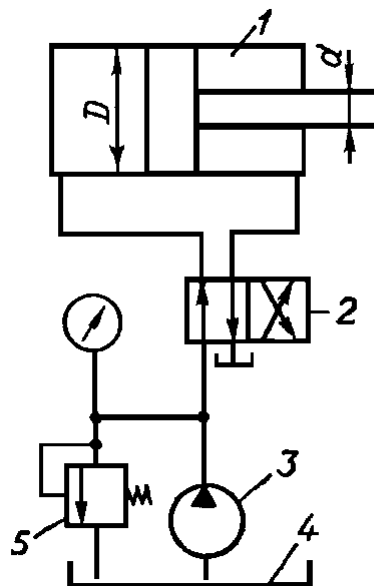


Рисунок 2 – Розрахункова гідравлічна схема привода рукояті лопати екскаватора

Схема включає до себе гідроциліндр 1 з одностороннім штоком, гідророзподільник 2, насос 3, бак 4, запобіжний клапан 5. Треба зробити попередній гідравлічний розрахунок об'ємного одноступінчастого гідропривода.

Вихідні дані для розрахунку. Спроекувати об'ємний гідравлічний привод рукояті зворотної лопати дизель-гідравлічного екскаватора із штоковим одноступінчастим гідроциліндром двосторонньої дії, якщо:

робочий тиск рідини	$p = 10$ МПа;
штовхаюче зусилля гідроциліндра вправо	$F_1 = 65$ кН;
швидкість руху вправо	$v_1 = 5$ м/хв;
прийняти загальний ККД гідроциліндра	$\eta_{заг} = 0,94$;
прийняти об'ємний ККД насоса	$\eta_{об} = 0,8$;
прийняти співвідношення діаметрів штока і гідроциліндра	$d/D = 0,5$;
прийняти середню швидкість руху мастила в гідролініях:	
всмоктуючої магістралі	$v_{вс} = 1,5$ м/с;
напірної магістралі	$v_n = 5$ м/с;
зливної магістралі	$v_{зл} = 2$ м/с;
розрахункове пікове підвищення тиску у гідролініях	$p_y = 1,25p$;
граничне допустиме напруження розтягування сталевих гільз гідроциліндра або сталевих труби	$[\sigma] = 100$ МПа;
ущільнення поршня і штока в гідроциліндрі падінням тиску мастила в гідролініях	манжетне; знехтувати.

У процесі попереднього гідравлічного розрахунку однодвигунного гідропривода слід визначити:

1 Діаметри гідроциліндра D і штока d (або тільки діаметр D плунжера для фронтальних виштовхувачів), причому розрахункові значення цих діаметрів слід округлити до найближчого найбільшого нормального діаметра (додаток А.2).

2 Витрату Q мастила при заданій швидкості v руху поршня (або плунжера), причому розрахункове значення витрати мастила слід округлити до найближчого, звичайно більшого, нормального значення із ряду номінальних потоків рідини (додаток А.4).

3 Фактичне зусилля гідроциліндра, яке розвивається при виштовхуванні F_1 , втягуванні F_2 штока при заданому робочому тиску у гідросистемі та при прийнятих значеннях діаметрів гідроциліндра D і штока d (або плунжера).

4 Фактичну швидкість руху поршня (або плунжера) при робочому v_p та при холостому v_x ходах.

5 Потужність N_n , якої потребує насос з урахуванням прийнятого $\eta_{об}$.

6 Номінальні внутрішні діаметри трубопроводів всмоктуючої $d_{вс}$, напірної d_n та зливної $d_{зл}$ гідроліній, причому отримані значення цих параметрів слід округлити до найближчого найбільшого значення умовного проходу (додаток А.3).

7 Мінімальну товщину стінок гільзи гідроциліндра δ_0 і труби напірної гідролінії $\delta_{сп}$.

Рішення

1 Діаметр D поршня гідроциліндра розраховуємо за формулою (без урахування протитиску)

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p \cdot \eta_{газ}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 65 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,94}} = 0,094 \text{ м.}$$

Приймаємо нормальне значення діаметра гідроциліндра $D = 100$ мм (додаток А.2).

Відповідно до умови задачі визначаємо діаметр штока гідроциліндра

$$d = 0,5D = 0,5 \cdot 100 = 50 \text{ мм,}$$

що відповідає нормальному значенню діаметра (ГОСТ 6540-68).

2 Визначаємо витрату мастила при заданій швидкості руху поршня вправо за схемою (рисунок 2), враховуючи, що при використанні манжетних ущільнень поршня та штока в гідроциліндрі об'ємний ККД $\eta_{об} = 1$,

$$Q = \frac{v \cdot S}{\eta_{об}} = \frac{v \pi D^2}{4 \eta_{об}} = \frac{5 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2}{4 \cdot 1} = 0,03925 \text{ м}^3/\text{хв} = 39,25 \text{ л/хв.}$$

Приймаємо номінальний потік рідини $Q_{пот} = 40$ л/хв (додаток А.4).

3 Визначаємо фактичне зусилля гідроциліндра, яке розвивається при виштовхуванні F_1 , втягуванні F_2 штока при заданому робочому тиску у гідросистемі та при прийнятих

значеннях діаметрів гідроциліндра $D = 100$ мм, штока $d = 50$ мм і заданому тиску мастила $p = 10$ МПа:

$$F_1 = \frac{\pi D^2 p \eta_{заг}}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,94}{4} = 73790 \text{ Н} = 73,79 \text{ кН};$$

$$F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2) p \eta_{заг}}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,1^2 - 0,05^2) \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,94}{4} = 55343 \text{ Н} = 55,3 \text{ кН}.$$

4 Визначаємо фактичну швидкість руху поршня при робочому ході v_p (вправо за схемою) та вліво v_x при прийнятій витраті мастила $Q = Q_{пот} = 40$ л/хв.:

$$v_p = \frac{4Q \cdot \eta_{об}}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 40 \cdot 1}{3,14 \cdot 1^2} = 50,95 \text{ дм/хв} = 5,1 \text{ м/хв};$$

$$v_x = \frac{4Q \cdot \eta_{об}}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 40 \cdot 1}{3,14 \cdot (1^2 - 0,5^2)} = 67,94 \text{ дм/хв} = 6,8 \text{ м/хв}.$$

5 Визначаємо потужність N_n , якої потребує насос з урахуванням прийнятого $\eta_{об}$,

$$N_n = \frac{p \cdot Q_n}{\eta_{об}} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{0,8 \cdot 60} = 8333,3 \text{ Вт} = 8,3 \text{ кВт}.$$

6 Визначаємо номінальні внутрішні діаметри трубопроводів всмоктуючої $d_{вс}$, напірної d_n та зливної $d_{зл}$ гідроліній:

$$d_{вс} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{ном}}{v_{вс}}} = 1,13 \sqrt{\frac{40}{15 \cdot 60}} = 0,238 \text{ дм};$$

$$d_n = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{ном}}{v_n}} = 1,13 \sqrt{\frac{40}{50 \cdot 60}} = 0,13 \text{ дм};$$

$$d_{зл} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{ном}}{v_{зл}}} = 1,13 \sqrt{\frac{40}{20 \cdot 60}} = 0,206 \text{ дм}.$$

За отриманими значеннями внутрішніх діаметрів труб гідроліній приймаємо (додаток А.3) такі умовні проходи:

для труби всмоктуючої магістралі	$D_{увс} = 25$ мм;
для труби напірної гідролінії	$D_{ун} = 15$ мм;
для труби зливної магістралі	$D_{узл} = 20$ мм.

7 Визначаємо мінімальну товщину стінок гільзи гідроциліндра δ_0 і труби напірної гідролінії δ_{np} :

$$\delta_0 = \frac{p_y D}{2 \cdot [\sigma]} = \frac{1,25 \cdot p \cdot D}{2 \cdot [\sigma]} = \frac{1,25 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,1}{2 \cdot 100 \cdot 10^6} = 0,00625 \text{ м} = 6,25 \text{ мм};$$

$$\delta_{np} = \frac{p_y D_{yn}}{2 \cdot [\sigma]} = \frac{1,25 \cdot p \cdot D_{yn}}{2 \cdot [\sigma]} = \frac{1,25 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,015}{2 \cdot 100 \cdot 10^6} = 0,00094 \text{ м} \approx 1 \text{ мм}.$$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.

2 Богданович Л.Б. Гидравлические приводы: Учебн. пособие для вузов. – К.: Вища школа, 1980. – 232 с.

3 Перекрестов А.В. Задачи по объемному гидроприводу. – К.: Вища школа, 1983. – 143 с.

4 Перекрестов А.В. Основы гидравлики і пневматики. – Харків: Вид-во ХГУ, 1967. – 187 с.

Додаток А

1 Робочі об'єми V_0 насосів та гідромоторів за ГОСТ 13824-80 і ГОСТ 13825-80, см³ або $\times 10^{-6}$ м³:

10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280);

320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000; (1120); 1250; (1400); 1600; (1800); 2000.

Примітки:

1 Ряд робочих об'ємів подано не повністю.

2 У дужках подано додатковий ряд робочих об'ємів.

3 При виборі значень номінальних робочих об'ємів перевагу слід віддавати основному ряду.

2 Ряд номінальних діаметрів, гідроциліндрів, поршнів, штоків та плунжерів за ГОСТ 6540-68, ГОСТ 12447-80 та ГОСТ 12448-80, мм або $\times 10^{-3}$ м:

1; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900).

Примітки:

1 Ряд номінальних діаметрів за ГОСТ 6540-68 починається від 4 мм для штоків і від 10 мм для гідроциліндрів.

2 У дужках подані числа допоміжного ряду. При виборі значень діаметрів перевагу слід віддавати основному ряду.

3 Ряд діаметрів, що представлено, розповсюджується на золотники і т.п. пристрої об'ємного гідроприводу.

3 Значення умовних проходів D_v за ГОСТ 16516-80, мм або $\times 10^{-3}$ м:

1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Примітка – Умовний прохід – це діаметр круга, що округляється до найближчого значення з установленого ряду, площа якого дорівнює площі характерного прохідного перетину каналу пристрою або площі прохідного перетину.

4 Номінальні витрати рідини за ГОСТ 13825-80, $\times 10^{-3}$ м³/с або л/хв:

0,016 (1,0); 0,025 (1,6); 0,040 (2,5); 0,050 (3,2); 0,063 (4,0); 0,080 (5,0); 0,100 (6,3); 0,125 (8,0); 0,160 (10,0); 0,200 (12,5); 0,250 (16,0); 0,320 (20,0); 0,4 (25,0); 0,5 (32,0); 0,63 (40,0); 0,8 (50,0); 1,0 (63,0); 1,25 (80); 1,6 (100); 2,0 (125); 2,5 (160); 3,2 (200); 4,0 (250); 5,0 (320); 6,3 (400); 8,0 (500); 10,0 (630); 12,5 (800); 16,0 (1000); 20,0 (1250); 25,0 (1600); 32,0 (2000); 40,0 (2500).

Примітка – Даний у дужках ряд у літрах за хвилину відповідає ряду в $\times 10^{-3}$ м³/с із точністю 4-6%.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних завдань та самостійних робіт
з дисципліни

«Основи автоматизації БКВРМ»

Розділ 2: “Розрахунок гідравлічних приводів мобільних машин”
для студентів спеціальності
“Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні
машини і устаткування”
усіх форм і строків навчання

Відповідальний за випуск Суранов О.В.

Редактор

Підписано до друку

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк. Арк. Обл. вид. Арк.

Замовлення № Тираж 150 Ціна

Друкарня УкрДАЗТу.

310050, Харків - 50, пл. Фейербаха, 7

сід
а
а

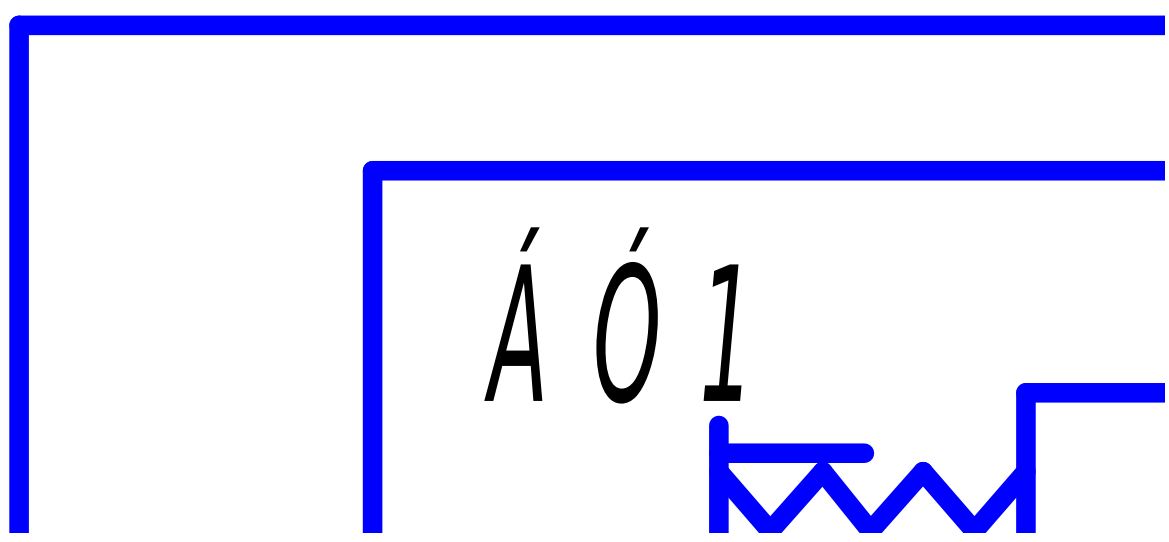


Рисунок 1 – Принципова гідравлічна схема екскаватора EO-4321Б

