

В.Р. МАНДРИКА, В.М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, Д.В. ВІЛЬНИЙ

РОЗРАХУНОК ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ НАВІСНОГО ТА ПРИЧІПНОГО ОБЛАДНАННЯ В СКЛАДІ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

З використанням вала відбору потужності трактора РТ-М-160 встановлено серію гідронасосів типу «Тандем». Це дозволило покращити умови використання трактора РТ-М-160 в агрегуванні з причіпним комбайном «Простір» при виконанні польових робіт. Розроблена гідравлічна принципова схема об'ємного гідроприводу обертового руху з незамкненою ланцюгом циркуляції робочої рідини, нерегульованим насосом і регулятором витрати для підтримки постійної частоти обертання незалежно від значення опору робочого органу. Зроблено визначення робочого об'єму гідромотору, яке округлюють до найближчого більшого значення з номенклатурного ряду гідромоторів, що приводяться виробниками гідромоторів (в каталогах визначають залежності зміни гідромеханічного ККД від перепаду тисків і частоти обертання) визнають фактичний перепад тисків на гідромоторі. Визначено витрату, яку необхідно підвести до гідромоторів від насоса для забезпечення максимальної швидкості робочого органу та знаходять максимальну теоретичну подачу насоса. Визначено робочий об'єм насоса, що забезпечує необхідну подачу робочої рідини при заданій максимальній частоті обертання привідного двигуна. Робочий об'єм насоса уточнюється по каталогу, округляючи до найближчого більшого значення з номенклатурного ряду. Визначено максимальну механічну потужність об'ємного гідроприводу та максимальну споживану насосом потужність. Знайдено загальний ККД об'ємного гідроприводу. Визначено встановлену потужність привідного двигуна з застосуванням на практиці коефіцієнтом запасу. Зроблено розрахунок діаметра трубопроводів який потім був округлений згідно значень умовних проходів за ДСТУ. Проведено спрощені розрахунки об'єму гідробака та вибір охолоджувача.

Ключові слова: об'ємний гідропривід, трактор, зернозбиральний комбайн, польові роботи, навісне обладнання, причіпне обладнання.

В. Р. МАНДРИКА, В. Н. КРАСНОКУТСКИЙ, Д. В. ВИЛЬНИЙ

РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА РАБОЧИХ ОРГАНОВ НАВЕСНОГО И ПРИЦЕПНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В СОСТАВЕ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

С использованием вала отбора мощности трактора РТ-М-160 установлено серию гидронасосов типа «Тандем». Это позволило улучшить условия использования агрегата: трактора РТ-М-160 с прицепным комбайном «Пространство» при выполнении полевых работ. Разработана гидравлическая принципиальная схема объемного гидропривода вращательного движения с незамкнутой цепью циркуляции рабочей жидкости, нерегулируемому насосом и регулятором расхода для поддержания постоянной частоты вращения независимо от значения сопротивления рабочего органа. Сделано определения рабочего объема гидромотора, которое округляют до ближайшего большего значения из номенклатурного ряда гидромоторов, приводятся производителем в каталоге. На основании уточненного значения рабочего объема и соответствующего значения гидромеханического КПД (в каталогах производителей гидромоторов приводят зависимости изменения гидромеханического КПД от перепада давлений и частоты вращения) определяют фактический перепад давлений на гидромоторе. Определены расход, которую необходимо подвести к гидромоторам от насоса для обеспечения максимальной скорости рабочего органа и находят максимальную теоретическую подачу насоса. Определены рабочий объем насоса, обеспечивающего необходимую подачу рабочей жидкости при заданной максимальной частоте вращения привідного двигателя. Рабочий объем насоса уточняется по каталогу, округляя до ближайшего большего значения из номенклатурного ряда. Определена максимальная механическую мощность объемного гидропривода и максимальную потребляемую насосом мощность. Найден общий КПД объемного гидропривода. Определена установленная мощность привідного двигателя с применяемым на практике коэффициентом запаса. Произведен расчет диаметра трубопроводов, который затем был округлен согласно значений условных проходів по ГОСТу. Проведены упрощенные расчеты объема гидробака и выбор охладителя.

Ключевые слова: объёмный гидропривод, трактор, зерноуборочный комбайн, полевые работы, навесное оборудование, прицепное оборудование.

V.R. MANDRYKA, V. M. KRASNOKUTSKIY, D. V. VILNYI

CALCULATION OF THREE-DIMENSIONAL HYDRAULIC ACTUATOR OF THE WORKING BODIES OF ATTACHMENTS AND TRAILERS IN THE MACHINE-TRACTOR UNIT

Using the RT-M-160 tractor power take-off shaft, a series of tandem hydraulic pumps has been installed. This made it possible to improve the conditions of use of the unit: the tractor RT-M-160 with the hook-up combine "Space" when performing field work. A hydraulic schematic diagram of a volumetric hydraulic drive of a rotary motion with a closed circuit of the working fluid circulation, an unregulated pump and a flow controller to maintain a constant speed of rotation, regardless of the value of the resistance of the working body. The definitions of the working volume of the hydraulic motor, which are rounded to the nearest greater value from the nomenclature series of hydraulic motors, are made, are given by the manufacturer in the catalog. On the basis of the specified value of the working volume and the corresponding value of the hydromechanical efficiency (in the catalogs of manufacturers of hydromotors give the dependence of the change of the hydromechanical efficiency on the differential pressure and the speed of rotation) determine the actual differential pressure on the hydromotor. The flow rate that must be applied to the hydromotors from the pump is determined to ensure the maximum speed of the working body and find the maximum theoretical supply of the pump. The working volume of the pump providing the necessary supply of working fluid at a given maximum speed of rotation of the drive motor is determined. The working volume of the pump is specified by the catalog, rounding to the nearest greater value from the nomenclature series. The maximum mechanical power of the volume hydraulic actuator and the maximum power consumed by the pump have been determined. Total efficiency of the three-dimensional hydraulic actuator was found. The installed power of the drive motor with the applied factor of reserve is determined. The diameter of the pipelines was calculated, which was then rounded according to the values of conditional passes according to GOST. Simplified calculations of the volume of the hydro tank and the choice of cooler.

Key words: hydraulic displacement, tractor, combine harvester, field work, attachments, trailed equipment.

Вступ. Технічний рівень сучасних об'ємних гідроприводів (ОГП) і широкі можливості вибору його окремих компонентів дозволяє при розробці нової або модернізованої гідрофікованої машини досить повно задовольнити ряду основних і специфічних технічних, а також економічних (цінових) вимог. Конкуренція виробників гідрообладнання сприяє більш повному задоволенню вимог по номенклатурі, гарантійному та сервісному обслуговуванню.

В даній статті розглянута методика розрахунку об'ємного гідроприводу жатки причіпного зернозбирального комбайна.

Аналіз публікацій та робіт. Питання впровадження об'ємного гідроприводу в тракторобудуванні найбільш повно представлене в роботах Самородова В.Б., Авруніна Г.А., Лепешкіна А.В., Михайліна А.А., Шейпака А.А. та інших.

Мета дослідження і постановка задачі. Метою розрахунку ОГП обертального руху є визначення: робочих об'ємів гідромотора і насоса; потужності двигуна, що приводить в дію насос; коефіцієнта корисної дії (ККД) ОГП, втрат потужності, обсягу гідробаку, діаметрів трубопроводів і умовного проходу гідроапаратів.

Об'єкт вивчення. В якості об'єкта дослідження використовувався машино-тракторний агрегат у складі трактора РТ-М-160 та причіпного зернозбирального комбайна «Простір»

Порядок розрахунку об'ємного гідроприводу

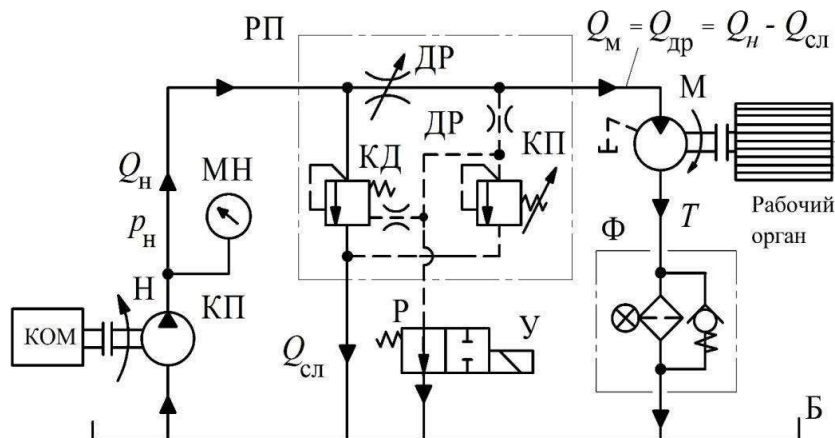


Рис. 1. Гідрравлічна принципова схема ОГП обертання мотовила причіпного зернозбирального комбайна

Визначення робочого об'єму гідромотору необхідно проводити наступним чином.

Попередньо робочий об'єм визначають на підставі заданого крутного моменту зовнішнього статичного навантаження і попереднього вибору типу гідромотору (конструкції і його технічних характеристик по номінальним значенням частоти обертання, тиску і гідромеханічного ККД)

$$V_{\text{м,предв}} = \frac{M_{\text{м}}}{0,159 \Delta p_{\text{м,предв}} \cdot \eta_{\text{ггм,предв}}} \text{ , см}^3 \quad (1)$$

де $M_{\text{м}}$ – крутний момент зовнішнього статичного навантаження, рівний розвинутому гідромотором моменту (значення крутного моменту задається проєктантом машини, в якості приводу робочого органу на який планується установка об'ємного гідроприводу), Н.м,

$\Delta p_{\text{м,предв}}$ – попередньо заданий перепад тисків на гідромоторі, МПа.

Зазвичай задають номінальне значення перепаду тисків згідно технічної характеристики гідромотору за

каталогом підприємства-виготовлювача. Залежно від типу використовуваних гідромоторів значення номінального перепаду тисків знаходиться в межах

$$\Delta p_{\text{м,предв}} = 0,159 \text{ МПа} \quad (2)$$

$\eta_{\text{мгм,предв}}$ –

гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого в залежності від конструктивних особливостей і частоти обертання гідромоторів різних типів знаходиться в діапазоні

$$\eta_{\text{мгм,предв}} = 0,85 \dots 0,98 \quad (3)$$

Попередньо, для всіх типорозмірів (варіантів) гідромоторів приймають середнє значення

$$\eta_{\text{мгм,предв}} = 0,92$$

$$V_{\text{м,предв}} = \frac{157,07}{0,159 \cdot 16 \cdot 0,92} = 67,11 \text{ , см}$$

Отримане за формулою (1) значення робочого

об'єму $V_{\text{м,предв}}$ округлюють до найближчого більшого значення з номенклатурного ряду гідромоторів, що приводяться виробником в каталозі.

На підставі уточненого значення робочого об'єму і відповідного значення гідромеханічного ККД (зазвичай в каталогах виробників гідромоторів приводять залежності зміни гідромеханічного ККД від перепаду тисків і частоти обертання) визначають фактичний (робочий) перепад тисків на гідромоторі

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{M_{\text{м}}}{0,159 \cdot V_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{мгм}}} \text{ , МПа}, \quad (4)$$

де $\eta_{\text{мгм}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого приймають по каталогу.

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{157,07}{0,159 \cdot 74,4 \cdot 0,89} = 14,92 \text{ , МПа}$$

Приймаємо припущення – для спрощення розрахунків всі значення ККД постійні незалежно від частоти обертання і тиску РР в ОГП.

Якщо отримане значення перепаду нижче номінального значення для обраного гідромотора, то вибір гідромотора по робочому об'єму проведено коректно.

Для забезпечення підвищеної довговічності об'ємного гідроприводу у разі відсутності обмежень за

габаритами і масою необхідно приймати тиск і частоту обертання не більше 75% від номінального значення.

Визначають перепад тисків, що розвивається насосом для забезпечення функціонування гідромотора із заданою зовнішнім навантаженням і при роботі в замкнутому ланцюзі циркуляції РР

$$\Delta p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{м}} + 2\Delta p_{\text{втрат}} \text{ , МПа}, \quad (5)$$

де $\Delta p_{\text{втрат}}$ – гідравлічні втрати тиску при течії РР в трубопроводі між насосом і гідромотором (або гідромотором і насосом). Ці втрати підлягають розрахунку і їх значення не повинно перевищувати 5% від робочого тиску на виході насоса для забезпечення високого значення загального ККД гідроприводу, тому попередньо

$$2\Delta p_{\text{потерь}} = 0,05 \cdot \Delta p_{\text{м}} \text{ , МПа}, \quad (6)$$

або

$$\Delta p_{\text{потерь}} = 0,025 \cdot \Delta p_{\text{м}} \text{ , МПа},$$

де коефіцієнт 2 враховує втрати в трубопроводах від насоса до гідромоторів і від гідромотора до насоса.

$$\Delta p_{\text{потерь}} = 0,025 \cdot 14,92 = 0,373 \text{ МПа}$$

Формула (5) отримана на основі наступних залежностей:

1) перепад тисків на гідромоторі дорівнює різниці тисків на вході (нагнітанні) і виході (зливі) $P_{\text{сл,м}}$

$$\Delta p_{\text{м}} = P_{\text{нагн,м}} - P_{\text{сл,м}} \quad (7)$$

2) тиск нагнітання насоса дорівнює сумі тисків нагнітання гідромотора і витрат по довжині трубопроводу між насосом і гідромотором $\Delta p_{\text{потерь}}$

$$P_{\text{нагн,н}} = P_{\text{нагн,м}} + \Delta p_{\text{потерь}} \quad (8)$$

3) тиск на вході (всмоктування) в насос дорівнює різниці тисків на виході (зливі) $P_{\text{сл,м}}$ з гідромотора і втрат $\Delta p_{\text{втрат}}$ по довжині трубопроводу між гідромотором і насосом

$$P_{\text{вх,н}} = P_{\text{сл,м}} - \Delta p_{\text{втрат}} \quad (9)$$

4) перепад тисків на насосі дорівнює різниці тисків на виході (нагнітанні) і вході в насос

$$\begin{aligned} \Delta p_n &= p_{\text{нагн,н}} - p_{\text{вх,н}} = \\ &= p_{\text{нагн,м}} + \Delta p_{\text{втрат}} - \\ &- p_{\text{сл,м}} + \Delta p_{\text{втрат}} = \\ &= \Delta p_m + 2\Delta p_{\text{втрат}} \end{aligned} \quad (10)$$

Перепад тисків і тиск нагнітання насоса не повинні перевищувати номінальних значень згідно технічній характеристиці.

$$p_{\text{нагн,н}} \leq p_{\text{н,ном}} \quad (11)$$

Визначають витрату, яку необхідно підвести до гідромоторів від насоса для забезпечення максимальної швидкості робочого органа

$$Q_n = Q_m = \frac{10^{-3} \cdot V_p \cdot n_{\text{макс}}}{\eta_{\text{ом}}} \quad , \text{ л/хв}, \quad (12)$$

де Q_n – подача насоса (фактична, з урахуванням об'ємного ККД або коефіцієнта подачі), л/хв,

$n_{\text{макс}}$ – максимальна частота обертання гідромотора, хв⁻¹,

$\eta_{\text{ом}}$ – об'ємний ККД гідромотора, що визначається як частка від ділення загальної ККД на гідромеханічний (дані по каталогу)

$$\eta_{\text{ом}} = \frac{\eta_m}{\eta_{\text{ггм}}} \quad (13)$$

$$Q_n = Q_m = \frac{10^{-3} \cdot 74,4 \cdot 784}{0,95} = 61,4 \quad , \text{ л/хв}$$

Визначають максимальну теоретичну подачу насоса

$$Q_{\text{нт}} = \frac{Q_n}{\eta_{\text{он}}} \quad , \text{ л/хв}, \quad (14)$$

де $\eta_{\text{он}}$ – об'ємний ККД насоса або коефіцієнт подачі, значення якого для сучасних конструкцій насосів

знаходиться в межах 0,9...0,98 (значення $\eta_{\text{он}}$ приймаються з каталогу).

$$Q_{\text{нт}} = \frac{61,4}{0,95} = 64,63 \quad , \text{ л/хв}.$$

Визначають робочий об'єм насоса (попередньо), що забезпечує необхідну подачу РР (8) при заданій максимальній частоті обертання привідного двигуна

$$V_{\text{н,предв}} = k \cdot \frac{10^3 Q_{\text{нт}}}{n_{\text{дв}}} \quad , \text{ см}^3, \quad (15)$$

де $n_{\text{дв}}$ – максимальна частота обертання привідного двигуна насоса, хв⁻¹;

$k = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує знос гідромашин при експлуатації.

Робочий об'єм насоса уточнюють по каталогу, округляючи до найближчого більшого значення з номенклатурного ряду.

$$V_{\text{н,предв}} = 1,1 \cdot \frac{10^3 \cdot 64,63}{1002} = 70,95 \quad , \text{ см}^3$$

Визначають максимальну механічну потужність об'ємного гідроприводу (зустрічаються також терміни – вихідна, ефективна і корисна потужність)

$$P_{\text{пол}} = \frac{M_m \cdot n_{\text{макс}}}{9550} \quad , \text{ кВт}, \quad (16)$$

де значення крутного моменту M_m [Н.м] і частоти обертання $n_{\text{макс}}$ [хв⁻¹] є заданим.

$$P_{\text{пол}} = \frac{157,07 \cdot 784}{9550} = 12,89 \quad , \text{ кВт}$$

Визначають максимальну споживану насосом потужність

$$P_{\text{потр}} = \frac{Q_n \cdot \Delta p_n}{60 \cdot \eta_n} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot \Delta p_n}{60 \cdot \eta_{\text{ггм}}} \quad , \text{ кВт}, \quad (17)$$

де Δp_n – перепад тисків на насосі (5), МПа;

Q_n – фактична подача насоса, л/мин;

η_n – ККД насоса (загальний або повний);

$\eta_{\text{ггм}}$ – гідромеханічний ККД насоса, який визначається як частка від ділення загального ККД насоса на об'ємний

$$\eta_{\text{нпм}} = \frac{\eta_{\text{н}}}{\eta_{\text{он}}} \quad (18)$$

$$\eta_{\text{нпм}} = \frac{0,85}{0,95} = 0,89$$

$$P_{\text{потр}} = \frac{61,4 \cdot 15,67}{60 \cdot 0,85} = 18,86 \quad , \text{ кВт}$$

Визначають загальний ККД об'ємного гідроприводу

$$\eta_{\text{огп}} = \frac{P_{\text{пол}}}{P_{\text{потр}}} \quad (19)$$

$$\eta_{\text{огп}} = \frac{12,89}{18,86} = 0,68$$

Визначають встановлену потужність привідного двигуна з застосуванням на практиці коефіцієнтом запасу

$$P_{\text{дв}} = 1,3 \cdot P_{\text{потр}} \quad , \text{ кВт} \quad (20)$$

$$P_{\text{дв}} = 1,3 \cdot 18,86 = 24,52 \quad , \text{ кВт}$$

Вибір діаметра трубопроводів. Внутрішній діаметр трубопроводу визначають за формулою

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{[v]}} \quad , \text{ мм} \quad (21)$$

де Q – теоретичне значення подачі РЖ насоса; $Q_{\text{нт}}$ –

для ліній в основних магістралях; $Q_{\text{вс}}$ і $Q_{\text{вс}}$ – для ліній всмоктування і зливу

$[v]$ – допустима швидкість течії робочої рідини, м/с, значення якої вибирають виходячи з таких рекомендацій по призначенню максимальної швидкості течії РР в трубопроводах, з'єднаннях трубопроводів, що проектують і каналах об'ємних гідроприводів [3]:

– для всмоктуючих трубопроводів $[v] = 1,2$ м/с або не більше значення швидкості (або не менше тиску);

– для напірних трубопроводів $[v] = 5$ м/с;

– для зливних трубопроводів $[v] = 4$ м/с.

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{64,63}{5}} = 16,54 \quad , \text{ мм}$$

Діаметри трубопроводів округлюють згідно значень умовних проходів: при розрахунковому значенні вище до 1 мм від стандартного значення – округлюють в меншу сторону; при розрахунковому значенні більше 1,1 мм округлюють в більший бік.

Умовним проходом гідроприводу називається округлений до найближчого значення з встановленого ряду діаметр кола, площа якого дорівнює площі характерного прохідного перетину каналу гідроприводу або площі прохідного перетину приєднується трубопроводу [1]. Умовні проходи відбирають з ряду по ГОСТ 16516: 1,0; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200 и 250 мм.

Приймаємо $d=20$ мм.

Розрахунок об'єму гідробака. Для розрахунку мінімального обсягу гідробака ОГП з незамкненою ланцюгом циркуляції РЖ застосовують формулу

$$V_0 = (1...2) Q_{\text{нт}} \quad , \text{ дм}^3 \quad (22)$$

де $Q_{\text{нт}}$ – теоретичне значення подачі насоса підживлення, л/хв.

$$V_0 = 1,006 \cdot 64,63 = 65 \quad \text{ дм}^3$$

Розрахунок і вибір охолоджувача робочої рідини. Для розрахунку виділяється теплової потужності пропонується спрощений метод шляхом визначення втрат пропорційно споживаної потужності насоса гідроприводу

$$\Delta P_{\text{маш}} = 0,3 \cdot P_{\text{потр}} \quad , \text{ кВт} \quad (23)$$

де $P_{\text{потр}}$ – споживана потужність насоса, кВт.

$$\Delta P_{\text{маш}} = 0,3 \cdot 18,86 = 5,66 \quad \text{ кВт}$$

За каталогом підбирають необхідний по розсіюваній теплової потужності охолоджувач і визначають витрату РЖ, який необхідно прокачувати через охолоджувач і створюваний при цьому перепад тисків на охолоджувачі при максимальній витраті.

Оскільки охолоджувачі мають обмеження по тиску на

вході в $[P_{\text{вх}}] = 0,6$ МПа, то необхідно підібрати трубопровід на виході з охолоджувача відповідального перетину. При цьому тиск на вході в охолоджувач не

повинно перевищувати допустимого по міцності значення

$$p_{\text{вх}} = \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{тр}} < [p_{\text{вх}}], \text{ МПа}, \quad (24)$$

де $\Delta p_{\text{охл}}$ – перепад тисків між входом і виходом, МПа,

$\Delta p_{\text{тр}}$ – втрати тиску по довжині трубопроводу на виході з охолоджувача, які визначаються по формулі

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,714 \cdot \frac{L}{d_{\text{сл}}^{*4}} \cdot Q_{\text{нт}} \cdot \nu_{\text{в'язк}}, \text{ МПа}, \quad (25)$$

де L – довжина зливного трубопроводу, м,

$d_{\text{сл}}^{*4}$ – внутрішній діаметр трубопроводу (округлене до стандартного значення), мм,

$Q_{\text{нт}}$ – витрата робочої рідини, л/хв,

$\nu_{\text{в'язк}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості РЖ, мм²/с (сСт).

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,714 \cdot \frac{2}{10^4} \cdot 64,63 \cdot 50 = 0,23 \text{ МПа}$$

З метою спрощення розрахунків і в зв'язку з малістю перепаду тисків на охолоджувачі (не більше 0,1 МПа в широкому діапазоні значень в'язкості при малих витратах РЖ, прокачувати насосом підживлення), приймають допустиме значення втрат тиску в трубопроводі в наступному вигляді

$$\Delta p_{\text{тр}} < [p_{\text{вх}}] - 0,1, \text{ МПа}. \quad (26)$$

$$p_{\text{вх}} = 0,1 + 0,23 = 0,33 \text{ МПа}$$

Вибір сорту робочої рідини. В якості основного сорту робочої рідини для об'ємних гідроприводів типу ГСТ для мобільних машин рекомендується масло мінеральне типу МГЕ-46В, ТУ 38.001347-83 або масло для автоматичних коробок передач типу «А», ТУ 38.10111282-89.

Висновки. В результаті проведених розрахунків ОГП проведений гідромашин: гідромотор моделі SNM3NN; насос моделі SNP3NN.

ККД об'ємного гідроприводу становить 68%.

Об'єм гідробака становить 65 дм³.

Потужність що приводить насос двигуна становить 24,52 кВт.

Діаметри трубопроводів: $d^* = 20 \text{ мм}$;

$d_{\text{вс}}^*$

$= 10 \text{ мм}$; $d_{\text{сл}}^* = 10 \text{ мм}$.

Таким чином, був виконаний розрахунок об'ємного гідроприводу та визначений гідронасос типу «Тандем» моделі «Turolla SNP3NN+SNP3NN». Останнім часом причіпні агрегати тракторів обладнуються гідравлічним приводом, оскільки це має цілу низку переваг перед, наприклад, карданною передачею. Було впроваджене нововведення, що передбачає встановлення на вал відбору потужності трактора РТ-М-160 серії гідронасосів типу «Тандем». Це дозволяє покращити умови використання трактора РТ-М-160 в агрегуванні з причіпним комбайном «Простір».

Список літератури

1. Лепешкин А. В., Михайлин А. А., Шейпак А. А. Гідравліка та гідропневмоприводів: Підручник, ч. 2. Гідравлічні машини і гідропневмоприводів / Под ред. А. А. Шейпака. - М.: МГИУ, 2003. - 352 с.
2. ДСТУ 3455.1-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни та визначення.
3. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних і дорожніх машин: на-вчальний посібник / (А. Г. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. - Харків: ХНАДУ, 2012. - 464 с.
4. ДСТУ ISO 4413: 2002. Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування (ISO 4413: 1998, IDT).
5. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. - Харків: ХНАДУ, 2016. - 438 с.
6. Аврунін Г.А. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин: учебное пособие / (Г. А. Аврунин, И. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); под ред. Г. А. Аврунина. - Х.: ХНАДУ, 2012. - 467 с.
7. Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: [навчальний посібник] / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. І. Мороз); під ред. Г. А. Авруніна. - Харків: ХНАДУ, 2009. - 424 с.

References (transliterated)

1. Lepeshkin A. V., Mikhaylin A. A., Sheypak A. A. Hydraulic and hydraulic drives: Particular, Part 2. Hydraulic and hydraulic / Ed. A.A.Sheypak. - M.: MGIU, 2003. -- 352 p.
2. DSTU 3455.1-96. Hydraulic drive of pneumatic drive. Chastina 1. Behind-the-air understanding. Termini and viznachennya.
3. Avrunin G.A. Gidravlichny possession of alarm and road machines: the first place / (A. G. Avrunin, I. G. Kirichenko, V. B. Samorodov); ed. G. A. Avrunina. - Kharkiv: KHNADU, 2012. -- 464 p.
4. DSTU ISO 4413: 2002. Hydrodivision. Zagalni rules of stagnation-suvannya (ISO 4413: 1998, IDT).
5. Avrunin G.A. Gidravlichny possession of alarm and road machines: handheld / (G. A. Avrunin, I. G. Kirichenko, V. B. Samorodov); ed. G. A. Avrunina. - Kharkiv: KHNADU, 2016. -- 438 p.
6. Avrunin G.A. Hydraulic equipment of construction and road machines: a training manual / (G. A. Avrunin, I. G. Kirichenko, V. B. Samorodov); under the editorship of G. A. Avrunin. - Kh.: KHNADU, 2012. -- 467 p.
7. Avrunin G.A. The basics of a large hydraulic drive and automatic pneumatic drive: [the first handbook] / (G. A. Avrunin, I. G. Kirichenko, I. I. Moroz); ed. G. A. Avrunina. - Kharkiv: KHNADU, 2009. -- 424 p.

Надійшла (received) 08.09.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мандрыка Володимир Ростиславович (Мандрыка Владимир Ростиславович, Mandryka Vladimir Rostislavovich) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5297-1499>; e-mail: vladmandryka46@gmail.com

Краснокутський Володимир Миколайович (Краснокутский Владимир Николаевич, Krasnokutskiy Vladimir) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3457-0995> e-mail: hvvkvn62@gmail.com.

Вільний Дмитро Владиславович (Вильный Дмитрий Владиславович, Vilnyi Dmitry Vladislavovich) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8663-7069> e-mail: dimavilnybel@gmail.com