

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 валу 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 виробником в каталозі. На підставі уточненого значення робочого об'єму і відповідного значення гідромеханічного ККД (в каталогах виробників гідромоторів приводять залежності зміни гідромеханічного ККД від перепаду тисків і частоти обертання) визначають фактичний перепад тисків на гідромоторі. Визначено витрату, яку необхідно підвести до гідромоторів від насоса для забезпечення максимальної швидкості робочого органа 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 прицеппым 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 гидромоторов 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 приводного двигателя. Рабочий объем насоса уточняется по каталогу, округля 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 приводного двигателя с применяемым на практике коэффициентом запаса. Произведен расчет диаметра трубопроводов, который затем был округлен согласно значений условных проход по ГОСТу. Проведены упрощенные расчеты объема гидробака и выбор охладителя.

Ключевые слова: объёмный гидропривод, трактор, зерноуборочный комбайн, полевые работы, навесное оборудование, причёпное 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 обертового 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

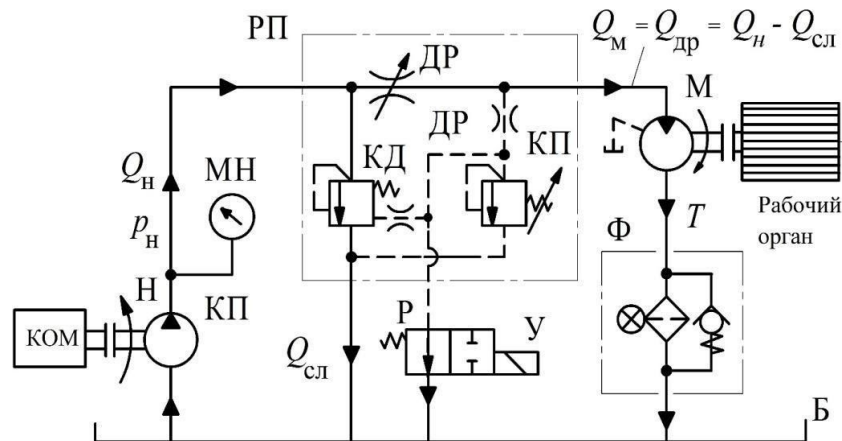


Рис. 1. Гідрравлічна принципова схема ОГП обертового руху жатки причіпного зернозбирального комбайна

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)

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

На рис. 1 приведена гідрравлічна принципова схема ОГП обертового руху з незамкненою ланцюгом циркуляції робочої рідини (РР), нерегульованим насосом і регулятором витрати для підтримки постійної частоти обертання незалежно від значення опору робочого органу. Такі ОГП застосовують в мобільних машинах, наприклад для приведення в обертання мотовила зернозбирального комбайна. Насос Н приводиться в обертання від коробки відбору потужності (КВП) двигуна трактора. РР від насоса (Н) надходить до нереверсивного гідромотору (М) через дросель (ДР) регулятора витрати (РП). Злив РР з гідромотора М в бак (Б) здійснюється через фільтр (Ф). Для розвантаження насоса Н при пуску двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) трактора служить гідророзподільник Р з електромагнітним керуванням У. Регулятором витрати є трілінійне конструктивне виконання (підведення і відведення РР до дроселя ДР і злив РР в гідробак Б через клапан тиску КД), який забезпечує постійний перепад тиску на дроселі ДР1 завдяки постійному автоматичному зливу частини потоку насоса Н в гідробак Б. Запобіжний пілотний клапан КП спрацьовує (відкривається) при перевищенні тиску більше налаштування його пружини.

Таким чином, в одному блоці РП розміщені регульований дросель ДР, клапан КД стабілізації перепаду тиску на дроселі ДР і запобіжний пілотний клапан КП.

де M_m – крутний момент зовнішнього статичного навантаження, рівний розвинутому гідромотором моменту (значення крутного моменту задається проектантом машини, в якості приводу робочого органу на який планується установка об'ємного гідроприводу), Н.м,

$\Delta p_{м,предв}$ – 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

$$\Delta p_{\text{м.предв}} = 0,125 \text{ МПа} \quad (2)$$

$\eta_{\text{гмгм,предв}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого в залежності від конструктивних особливостей і частоти обертання гідромоторів різних типів знаходиться в діапазоні

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

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

$$\eta_{\text{гмгм,предв}} = 0,92$$

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

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

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

де $\eta_{\text{гмгм}}$ – 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

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

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

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{м}} = \frac{10^{-3} \cdot V_{\text{р}} \cdot n_{\text{макс}}}{\eta_{\text{ом}}}, \text{ л/хв}, \quad (12)$$

де $Q_{\text{н}}$ – 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)

$$\eta_{\text{ом}} = \frac{\eta_{\text{м}}}{\eta_{\text{мгм}}}. \quad (13)$$

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{м}} = \frac{10^{-3} \cdot 74,4 \cdot 784}{0,95} = 61,4, \text{ л/хв}$$

Визначають максимальну теоретичну подачу насоса

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

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).

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

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

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

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.

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

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

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

де значення крутного моменту $M_{\text{м}}$ [Н.м] і частоти

обертання $n_{\text{макс}}$ [хв^{-1}] є заданим.

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

Визначають максимальну споживану насосом потужність

$$P_{\text{потр}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{нтм}}}, \text{ кВт}, \quad (17)$$

де $\Delta p_{\text{н}}$ – перепад тисків на насосі (5), МПа;

$Q_{\text{н}}$ – фактична подача насоса, л/мин;

η_n – ККД насоса (загальний або повний);

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

$$\eta_{\text{нгм}} = \frac{\eta_n}{\eta_{\text{он}}} \quad (18)$$

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

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

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

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

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

Вибір діаметра трубопроводів. Внутрішній діаметр трубопроводу визначають за формулою

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

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.

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

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

$$V_6 = (1...2) Q_{\text{нт}} \text{ , дм}^3 \quad (22)$$

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

$$V_6 = 1,006 \cdot 64,63 = 65 \text{ дм}^3$$

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

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

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

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

За каталогом підбирають необхідний по розсіюваній тепловій потужності охолоджувач і визначають витрата 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 відповідаючого перетину. При цьому тиск на виході 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: $d^* = 20$ мм;

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

Таким чином, був виконаний розрахунок об'ємного гідроприводу та визначений гідронасос типу «Тандем» моделі «Turola 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 агрегатуванні 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. DSTU 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. DSTU 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: hvkvvn62@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

В.Р. МАНДРИКА, В.М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, О.О. ОСТРОВЕРХ, С.Г. КОВАЛЕВСЬКИЙ

МОДЕЛЮВАННЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА В ТРАНСМІСІЯХ ТРАКТОРІВ І САМОХІДНИХ МАШИН

Розробка математичного опису окремих вузлів об'єкта дослідження робить математичні моделі нелінійними, з використанням як детермінованих, так і імовірнісних характеристик. При цьому отримати рішення в загальному вигляді для таких математичних моделей без істотних спрощень не представляється можливими. Сучасна обчислювальна техніка дозволяє перейти до модульного методу складання математичних моделей, коли розроблено банк моделей окремих вузлів і агрегатів, комбінація яких дає можливість в короткий термін збирати необхідну узагальнену математичну модель або доповнювати її новоствореними модулями. Основні елементи агрегатів, які в сукупності визначають характер перехідних процесів і динамічні навантаження в трансмісії на різних режимах роботи, будуть розглядатися як деякі модулі, з числа яких можна побудувати необхідну для дослідження математичну модель. Одним з таких модулів є об'ємний гідропривід (ОГП), який все більше знаходить застосування в трансмісіях сучасних тракторів і самохідних сільськогосподарських машин. У представленій статті розглядається математичний опис аксіально-поршневих гідромашин, у яких силове і кінематичне передавальне відношення в ОГП може регулюватися як у насоса, так і у гідромотора. Враховано динамічні характеристики гідромашин, витоку рідини і її пружні властивості, а також змінні значення ККД гідроприводу. Результати моделювання були зіставлені з експериментальними дослідженнями. Розбіжність між ними знаходилася в діапазоні (5-8)%. Як об'єкти дослідження розглядалися: макет гусеничного трактора Т-150Е з незалежними повно потоковими ОГП лівого і правого бортів; коренезбиральна машина КС-6Б з ОГП на задній ведучий міст; коренезбиральна машина КС-6В з незалежними ОГП на задній і передній провідні мости; макет коренезбиральний комбайна з незалежними ОГП лівого і правого бортів задніх ведучих коліс.

Ключові слова: математична модель об'ємного гідроприводу в трансмісіях трактора, коренезбиральних машин і комбайна.

В.Р. МАНДРИКА, В.Н. КРАСНОКУТСЬКИЙ, А.О. ОСТРОВЕРХ, С.Г. КОВАЛЕВСЬКИЙ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА В ТРАНСМИССИЯХ ТРАКТОРОВ И САМОХОДНЫХ МАШИН

Разработка математического описания отдельных узлов объекта исследования делает математические модели нелинейными, с использованием как детерминированных, так и вероятностных характеристик. При этом получить решение в общем виде для таких математических моделей без существенных упрощений не представляется возможными. Современная вычислительная техника позволяет перейти к модульному методу составления математических моделей, когда разработан банк моделей отдельных узлов и агрегатов, комбинация которых даёт возможность в короткий срок собирать требуемую обобщенную математическую модель или дополнять ее вновь созданными модулями. Основные элементы агрегатов в совокупности определяют характер переходных процессов и динамические нагрузки в трансмиссии на различных режимах работы, и будут рассматриваться как некоторые модули, из числа которых можно построить необходимую для исследования математическую модель. Одним из таких модулей является объемный гидропривод (ОГП), которые все больше находят применение в трансмиссиях современных тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин. В представленной статье рассматривается математическое описание аксиально-поршневых гидромашин, у которых силовое и кинематическое передаточные отношения в ОГП могут регулироваться как у насоса, так и у гидромотора. Учтены динамические характеристики гидромашин, утечки жидкости и ее упругие свойства, а также переменные значения КПД гидропривода. Результаты моделирования были сопоставлены с экспериментальными исследованиями. Расхождение между ними находилось в диапазоне (5-8)%. В качестве объектов исследования использовались: макет гусеничного трактора Т-150Э с независимыми полнопоточными ОГП левого и правого бортов; корнеуборочная машина КС-6Б с ОГП на задний ведущий мост; корнеуборочная машина КС-6В с независимыми ОГП на задний и передний ведущие мости; макет корнеуборочного комбайна с независимыми ОГП левого и правого бортов задних ведущих колес.

Ключевые слова: математическая модель объемного гидропривода в трансмиссиях трактора, корнеуборочных машин и комбайна.

V.R. MANDRYKA, V.N. KRASNOKUTSKYI, A.O. OSTROVERKH, S.H. KOVALEVSKYI

VOLUMETRIC HYDRAULIC DRIVE MODELLING IN TRANSMISSIONS OF TRACTORS AND SELF-PROPELLED MACHINES

The development of a mathematical description of the individual nodes of the object of study makes the mathematical models non-linear, using both deterministic and probabilistic characteristics. Moreover, it is not possible to obtain a solution in general form for such mathematical models without significant simplifications. Modern computer technology allows you to move on to the modular method of compiling mathematical models when a bank of models of individual units and assemblies is developed, the combination of which makes it possible in a short time to collect the required generalized mathematical model or supplement it with newly created modules. The main elements of the aggregates together determine the nature of the transient processes and dynamic loads in the transmission at various operating modes, and will be considered as some modules from which you can build the mathematical model necessary for the study. One of these modules is a volumetric hydraulic drive (GCP), which are increasingly being used in the transmissions of modern tractors and self-propelled agricultural machines. In the presented article, a mathematical description of axial piston hydraulic machines is considered, in which the power and kinematic gear ratios in the GCP can be adjusted both at the pump and at the hydraulic motor. The dynamic characteristics of hydraulic machines, fluid leakage and its elastic properties, as well as variable values of hydraulic drive efficiency are taken into account. The simulation results were compared with experimental studies. The discrepancy between them was in the range (5-8)%. As the objects of study were used: a model of the T-150E caterpillar tractor with independent full-threaded UCP of the left and right sides; harvesting machine KS-6B with OGP on the rear drive axle; harvesting machine KS-6V with independent UCP on the rear and front drive axles; layout of a combine harvester with independent UCP of the left and right sides of the rear drive wheels.

Key words: mathematical model of volumetric hydraulic drive in the transmissions of the tractor, harvesters and combine harvester.

Introduction. The processes, arising in the transmissions of tractor units and self-propelled agricultural machines at various motion modes and in the process of adjustment, are characterized by complex dependencies that are studied theoretically or experimentally. Different ways of obtaining mathematic models are known. One of them is the classical method of direct description. Another one is the use of passive and active methods of regressive analysis. It is expedient to use both methods, the combination of which enables obtaining a needed mathematic model. The main elements of a tractor assembly in their totality determine the character of transition processes and dynamic loads within the transmission in various operation modes. This enables considering them as some modules, from which it is possible to compose a mathematic model needed for a research.

Recent research and publications analysis. At present, volumetric hydraulic drives (VHD) find an ever wide-spread application in tractors' and self-propelled agricultural machines' transmissions. The development and research of full-threaded and double-threaded transmissions with a VHD are viewed in detail and from various points in works by Gorodetskiy K.I., Petrov V.A., Babayev O.M., Samorodov V.B., et al.

Nevertheless, the main issues accentuated in these works were exploitation efficiency, technical-economic indicators improvement ensured by infinitely variable change in the transmission' gear ratio. The influence by a VHD on dynamic load decrease in tractors' and self-propelled machines have been viewed incompletely.

The proposed methodology of compiling a mathematical model for viewing dynamic load of a VHD transmission is topical.

The goal of the research and problem setting.

The goal of the research is to show on examples the methodology of mathematical models compilation for different tractors and self-propelled machines with VHD in their transmissions. To this effect, it is necessary to substantiate and formulate mathematical models with different positions of full-band VHD in transmissions of the viewed research objects to determine dynamic loads.

Researched objects. As objects for the research, the following were used: a model of the T-150E caterpillar tractor with independent full-threaded VHD on the left and right sides; KS-6B root-harvesting machine with a VHD on the rear drive axle; KS-6V root-harvesting machine with the independent VHD on the rear and front drive axles; a model of a combine root-harvester with the independent right and left sides' VHD on the rear drive wheels.

A volumetric hydraulic drive's mathematical model. There are several ways of compiling such a model. In accordance with one of them, the value of the rotation moment on a hydro-machine's shaft is obtained by using the values of kinematic and power efficiency indices [1]. In the general case, the efficiency ratio index is a function of the torque and the rotation speed of a hydro-machine's shaft as well as a hydro-drive's gear ratio.

In the work [2], the mathematical model is compiled with taking into consideration the

hydro-drive's dynamics. The dynamic model for the "regulated pump – regulated hydro-drive motor" system is represented in (Figure 1).

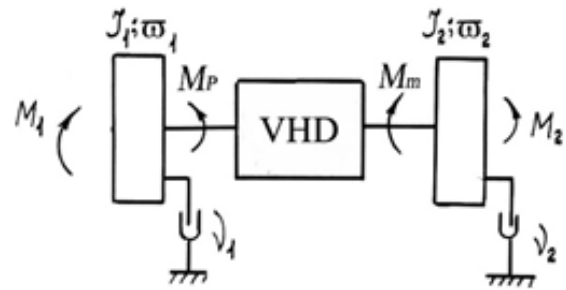


Fig. 1. Dynamic model of the "regulated pump – regulated hydro-drive motor" system

On the basis of the D'Alambert principle, the description of the dynamic model represented in Fig.1 is the following:

$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} + v_1 \omega_1 = M_1 - M_p, \tag{1}$$

$$I_2 \frac{d\omega_2}{dt} + v_2 \omega_2 = M_m - M_2. \tag{2}$$

where I_1, I_2 are inertia masses of the pump and the hydro-drive; v_1, v_2 are the factors of links imitating non-elastic resistance forces; ω_1, ω_2 are rotation speeds of the pump's and the hydro-drive's inertia masses; M_1, M_2 are force moment and the resistance forces' moment; M_p, M_m are the torque values on the shafts of the pump and the hydro-drive.

It is known [3, 4] that the moments on hydro-machines' shafts are the function of the operation pressure p gradient at the input and the output of the machine and its mechanic efficiency factor η_m , that is $M_p, M_m \propto (p, \eta_m)$. Nevertheless, the methodology to determine η_m , according the authors' opinion, is connected with certain difficulties.

In works [5, 6], it is supposed to consider for VHD in general the pump as having no losses at operation, while uniting all the volume and mechanical losses to the total efficiency factor of the hydro-drive η_h , and relate them further to the hydro-motor. In this case, $M_p = f(p)M_p = f(p)$ while $M_m = f(p, \eta_h)$.

To determine the pressure within a VHD, let's write the conditions of consumptions equality, taking into consideration that the pump supply Q_p is spent on hydro-motor's geometric supply Q_m , on leakages consumption Q_l , and pressure consumption Q_c [5, 6], i.e.,

$$Q_p = Q_m + Q_l + Q \quad (3)$$

The values of working liquid consumptions for the “regulated pump – regulated hydro-motor” system explicated in Fig. 1 are represented as follows [2]:

$$Q_p = W_p \omega_1 e_p, \quad (4)$$

$$Q_m = W_m \omega_2 e_m. \quad (5)$$

where W_p, W_m – characteristic volumes of the pump

and the hydro-motor; e_p, e_m – regulation parameter for the pump and the hydro-motor, which is the ratio between the current value of the hydro-machine’s washer inclination angle to its maximum value.

For mathematic description of liquid’s leakages through clearances, various methods are used. Constant losses in packages can be a product of some fiction pressure and the largest consumption [7], and the system dampering depends considerably on the losses in the pump and the hydro-motor proportional to the pressure [8]. Usually, leakage losses in a system are accounted for by the expression:

$$Q_l = L \cdot p \quad (6)$$

where L – proportionality factor, $L = f(W)$.

Similarly, compression consumption is found, with taking into consideration hydro-machines’ elasticity-dynamic characteristics [9]:

$$Q_c = \frac{V dp}{\chi dt} \quad (7)$$

where V – the volume of working liquid in the working space, χ – the volume elasticity module of working liquid.

It is known that the studying of transition processes in a VHD regardless of elasticity-dynamic characteristics of all the system’s elements leads to considerable errors in amplitude and in phase. The volume elasticity module χ and the volume of working liquid in the pressure mains V are non-linear functions depending on liquid’s pressure and temperature and, notably, at small pressures the module of liquid’s volume elasticity changes considerably as applied to a VHD [9, 10, 11].

Suppose that the working liquid’s temperature at long operation of hydro-transmission V stabilizes and χ at changing loads remains constant further on. This assumption enables to consider the values of V and χ nonlinear, depending only on pressure P of liquid.

Figures 2 and 3 represent the mean dependencies of the elasticity module χ and the volume of mineral oils V used in the studied VHD in the function of pressure P [10].

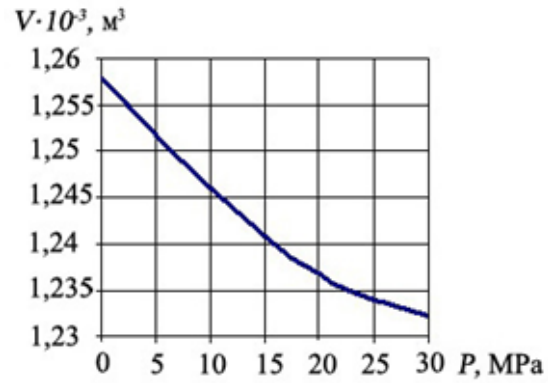


Fig. 2. Dependency of the volume of mineral oils V in the function of pressure P

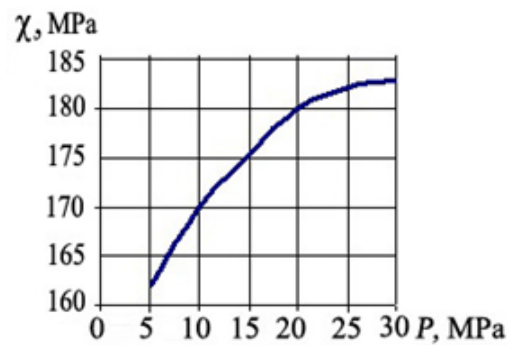


Fig. 3. Dependency of the elasticity module in the function of pressure

Confining to considering the pressures arising in VHD at loads close to nominal ones makes it possible to describe the approximation of the corresponding curves as parabolas:

$$V = V_0 + k_{v1}P + k_{v2}P^2, \quad (8)$$

$$\chi = \chi_0 + k_{\chi1}P + k_{\chi2}P^2. \quad (9)$$

Here, V_0, χ_0 – the volume of working liquid and volume elasticity module corresponding to the minimal values of accepted pressure change zone; $k_{v1}, k_{v2}, k_{\chi1}, k_{\chi2}$ – approximation factors.

It is known that the total efficiency factor of hydro-transmission η_h is a non-linear function depending on the regulating parameter e_p , rotation speed of the pump shaft ω_1 , and pressure P . In Figure 4, there are demonstrated experimental dependencies of the “Dowty” hydro-transmission’s efficiency factor η_h on the regulating parameter e_p obtained for pressure P corresponding to nominal load on the unit [2]. Similar data, presented in the work [1], were obtained

when analysing the all-modes characteristics of the S-21 type VHD by “Sauer” company.

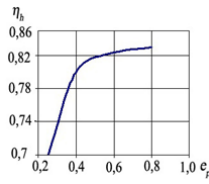


Fig. 4. Dependencies of the “Dowty”

hydro-transmission’s efficiency factor η_h on the regulating parameter e_p obtained for pressure P corresponding to nominal load

In general, the dependency $\eta_h = f(\omega_1, e_p)$ can be presented as a function invariant in relation to the rotation speed of the pump shaft, which is approximated by the expression,

$$\eta_h = \eta_{h0} [1 - \exp(-\frac{e_p}{k_\eta})] \quad (10)$$

where η_{h0}, k_η – approximation factors.

In work [12], the value of the GST-90 hydro-drive’s efficiency factor is presented as a polynomial obtained through the use of the regression method considering the pressure, angle velocity, and the regulating parameter.

Taking into consideration the equations (3 – 9), the equation describing the change in pressure in a VHD will be the following:

where η_{h0}, k_η – approximation factors.

In work [12], the value of the GST-90 hydro-drive’s efficiency factor is presented as a polynomial obtained through the use of the regression method considering the pressure, angle velocity, and the regulating parameter.

Taking into consideration the equations (3 – 9), the equation describing the change in pressure in a VHD will be the following:

$$\frac{V_0 + k_{v1}P + k_{v2}P^2}{\chi_0 + k_{\chi1}P + k_{\chi2}P^2} \frac{dp}{dt} + LP = \mathcal{W}_p \omega_1 e_p - \mathcal{W}_m \omega_2 \quad (11)$$

For the drive in question, $\mathcal{W}_p = \mathcal{W}_m = W, m = 1$ (not regulated hydro-motor). Considering the presented data, the equation (11) is the following:

$$\frac{dp}{dt} + \frac{(\chi_0 + k_{\chi1}P + k_{\chi2}P^2)}{(V_0 + k_{v1}P + k_{v2}P^2)} LP = \frac{(\chi_0 + k_{\chi1}P + k_{\chi2}P^2)}{(V_0 + k_{v1}P + k_{v2}P^2)} W(\omega_1 e_p - \omega_2) \quad (12)$$

The estimated values of torques on hydro-machines’ shafts

M_p, M_m on condition that all losses in the VHD appear only in the hydro-motor [6], are as follows:

$$M_p = e_p Wp, M_m = e_m Wp \eta_h, \quad (13)$$

Considering the equations (10), (12, 13), the mathematical model of the “regulated pump – not regulated hydro-motor” system is described as:

$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} + v_1 \omega_1 = M_1 - e_p Wp; \quad (14)$$

$$\frac{dp}{dt} + \frac{(\chi_0 + k_{\chi1}P + k_{\chi2}P^2)}{(V_0 + k_{v1}P + k_{v2}P^2)} LP = \frac{(\chi_0 + k_{\chi1}P + k_{\chi2}P^2)}{(V_0 + k_{v1}P + k_{v2}P^2)} W(\omega_1 e_p - \omega_2)$$

$$I_2 \frac{d\omega_2}{dt} + v_2 \omega_2 = \quad (15)$$

$$= Wp \eta_{h0} [1 - \exp(-\frac{e_p}{k_\eta})] - M_2;$$

$$\frac{dp}{dt} + \frac{(\chi_0 + k_{\chi1}P + k_{\chi2}P^2)}{(V_0 + k_{v1}P + k_{v2}P^2)} LP = \quad (16)$$

$$= \frac{(\chi_0 + k_{\chi1}P + k_{\chi2}P^2)}{(V_0 + k_{v1}P + k_{v2}P^2)} W(\omega_1 e_p - \omega_2).$$

Nevertheless, there are possible outlays of a unit whose VHD contains one pump and several hydro-motors, or several pumps working for a different number of hydro-motors. In this case, the mathematical model of the generalized hydro-drive is obtained through the use of the method presented above. Let us consider mathematical models of transmissions in assemblies containing generalized VHD. In Fig. 5, there is presented the dynamic model of a full-drive transmission of a caterpillar tractor with VHD on its sides.

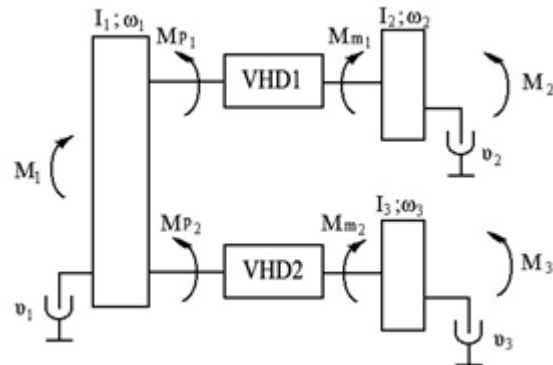


Fig. 5. Dynamic model of a full-drive transmission of a caterpillar tractor with VHD on its sides

By analogy with (14 – 16), the mathematical model of the “two regulated pumps – two not regulated

hydro-motors” system installed on a caterpillar tractor is as follows:

$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} + v_1 \omega_1 = M_1 - (e_{p1} W_{p1} p_1 + e_{p2} W_{p2} p_2); \quad (17)$$

$$I_2 \frac{d\omega_2}{dt} + v_2 \omega_2 = W_{m1} p_1 \eta_{h01} [1 - \exp(-\frac{e_{p1}}{k_{\eta 1}})] - M_2; \quad (18)$$

$$\frac{dp_1}{dt} + \frac{(\chi_{01} + k_{\chi 11} p_1 + k_{\chi 21} p_1^2)}{(V_{01} + k_{v11} p_1 + k_{v21} p_1^2)} L_1 p_1 = \frac{(\chi_{01} + k_{\chi 11} p_1 + k_{\chi 21} p_1^2)}{(V_{01} + k_{v11} p_1 + k_{v21} p_1^2)} \cdot (W_{p1} \omega_1 e_{p1} - W_{m1} \omega_2); \quad (19)$$

$$I_3 \frac{d\omega_3}{dt} + v_3 \omega_3 = W_{m2} p_2 \eta_{h02} [1 - \exp(-\frac{e_{p2}}{k_{\eta 2}})] - M_3; \quad (20)$$

$$\frac{dp_2}{dt} + \frac{(\chi_{02} + k_{\chi 12} p_2 + k_{\chi 22} p_2^2)}{(V_{02} + k_{v12} p_2 + k_{v22} p_2^2)} L_2 p_2 = \frac{(\chi_{02} + k_{\chi 12} p_2 + k_{\chi 22} p_2^2)}{(V_{02} + k_{v12} p_2 + k_{v22} p_2^2)} \cdot (W_{p2} \omega_1 e_{p2} - W_{m1} \omega_3). \quad (21)$$

where I_1 – inertia masses of the pumps combined into a pump station; M_1, M_2, M_3 – force moment with resistance moments; $M_{p1}, M_{p2}, M_{m1}, M_{m2}$ – the values of torques on the shafts of pumps and hydro-motors; v_1, v_2, v_3 – factors of links imitating non-elastic resistance forces; $\eta_{h01}, k_{\eta 1}, \eta_{h02}, k_{\eta 2}$ – approximation factors for efficiency factors’ curves of the left and the right VHDs; $V_{01}, \chi_{01}, V_{02}, \chi_{02}$ – the volume of working liquid and the volume elasticity module corresponding to the minimal values of accepted pressure change zone of the left and the right VHDs; $k_{v11}, k_{v21}, k_{\chi 11}, k_{\chi 21}, k_{v12}, k_{v22}, k_{\chi 12}, k_{\chi 22}$ – approximation factors for working liquid volume and volume elasticity module curves for the left and the right VHDs; $W_{p1}, W_{p2}, W_{m1}, W_{m2}$ – characteristic volumes of pumps and hydro-motors; e_{p1}, e_{p2} – regulating parameters of the VDS pumps on the left and the right sides; $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ –

rotation speeds of inertia masses of pumps and hydro-motors; p_1, p_2 – gradients in working pressure at the inlet and the outlet of the VHD machines on the left and the right sides; L_1, L_2 – proportionality factors determining the leakages in the VHDs on the left and the right sides.

The dynamic model of the experimental VHD on the guided front driving chassis composed of a regulated pump and two not regulated hydro-motors for a self-propelled root-harvesting machine is presented in Fig.6.

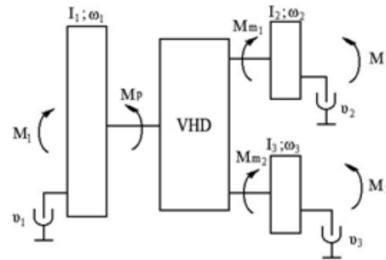


Fig. 6. Dynamic model of the experimental VHD on the front driving chassis for a self-propelled root-harvesting machine

When compiling the mathematical model of the front driving chassis, it should be noted that it is designed not only for passing the torque from the engines to the soil, but also for controlling the machine’s movement in the chosen direction. Nevertheless, for studying the dynamics of straight movement, it is possible to neglect the issues of speeds and moments distribution on the guided and driving wheels. Then, the mathematical model for the scheme presented in Fig. 6 with a regulated pump and two not regulated hydro-motors will be as follows:

$$I_3 \frac{d\omega_3}{dt} + v_3 \omega_3 = \quad (22)$$

$$= W_{m2} p \eta_{h0} [1 - \exp(-\frac{e_p}{k_{\eta}})] - M_3; \quad (23)$$

$$\frac{dp}{dt} + \frac{(\chi_0 + k_{\chi 1} p + k_{\chi 2} p^2)}{(V_0 + k_{v1} p + k_{v2} p^2)} L p = \frac{(\chi_0 + k_{\chi 1} p + k_{\chi 2} p^2)}{(V_0 + k_{v1} p + k_{v2} p^2)} \cdot [W_p \omega_1 e_p - (W_{m1} \omega_2 + W_{m2} \omega_3)];$$

$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} + v_1 \omega_1 = M_1 - e_p W_p p \quad (24)$$

$$I_2 \frac{d\omega_2}{dt} + v_2 \omega_2 = W_{m1} p \eta_{h0} [1 - \exp(-\frac{e_p}{k_{\eta}})] - M_2; \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} + \frac{(\chi_0 + k_{\chi 1}p + k_{\chi 2}p^2)}{(V_0 + k_{v1}p + k_{v2}p^2)} L p = \\ = \frac{(\chi_0 + k_{\chi 1}p + k_{\chi 2}p^2)}{(V_0 + k_{v1}p + k_{v2}p^2)} \cdot \\ \cdot [W_p \omega_1 e_p - (W_{m1} \omega_2 + W_{m2} \omega_3)], \end{aligned} \quad (26)$$

where I_1 – inertia mass of the pump; I_1, I_2 – inertia masses of hydro-motors; M_1, M_2, M_3 – force moment with resistance moments; M_p, M_{m1}, M_{m2} – the values of torques on the shafts of pumps and hydro-motors; v_1, v_2, v_3 – factors of links imitating non-elastic resistance forces; η_{h0}, k_η – approximation factors for efficiency factors' curves of the VHD; V_0, χ_0 – the volume of working liquid and the volume elasticity module corresponding to the minimal values of accepted pressure change zone of the VHD; $k_{v1}, k_{v2}, k_{\chi 1}, k_{\chi 2}$ – approximation factors for working liquid volume and volume elasticity module curves for VHD; W_p, W_{m1}, W_{m2} – characteristic volumes of pumps and hydro-motors; e_p – regulating parameter of the pump; $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – rotation speeds of inertia masses of the pump and hydro-motors; p – gradient in working pressure at the inlet and the outlet of the VHD machine; L – proportionality factor determining the leakages in the VHD.

The experimental model of a root-harvesting machine developed at UkrNIISKhOM contains in its transmission three independent VHDs with regulated pumps and not regulated pumps. These are the drives on the driving wheels of the rear and the front chassis, as well as the drive for the working organs. For this scheme of the machine's composition, its dynamic model is presented in Fig. 7.

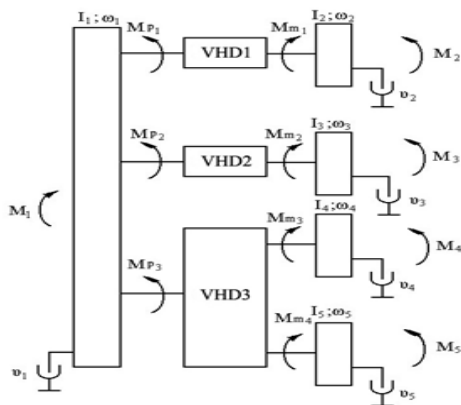


Fig. 7. Dynamic model of a beet-harvesting combine's VHD

The mathematical model for studying the dynamics of straight movement of a root-harvesting combine, the scheme of which is presented in Fig. 7, is as follows:

$$\begin{aligned} I_1 \frac{d\omega_1}{dt} + v_1 \omega_1 = M_1 - \\ - (e_{p1} W_{p1} p_1 + e_{p2} W_{p2} p_2 + e_{p3} W_{p3} p_3); \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} I_2 \frac{d\omega_2}{dt} + v_2 \omega_2 = \\ = W_{m1} p_1 \eta_{h01} [1 - \exp(-\frac{e_{p1}}{k_{\eta 1}})] - M_2; \end{aligned} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} I_3 \frac{d\omega_3}{dt} + v_3 \omega_3 = \\ = W_{m2} p_2 \eta_{h02} [1 - \exp(-\frac{e_{p2}}{k_{\eta 2}})] - M_3; \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} I_4 \frac{d\omega_4}{dt} + v_4 \omega_4 = \\ = W_{m3} p_3 \eta_{h03} [1 - \exp(-\frac{e_{p3}}{k_{\eta 3}})] - M_4; \end{aligned} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} I_5 \frac{d\omega_5}{dt} + v_5 \omega_5 = \\ = W_{m4} p_3 \eta_{h03} [1 - \exp(-\frac{e_{p3}}{k_{\eta 3}})] - M_5; \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} + \frac{(\chi_{01} + k_{\chi 11} p_1 + k_{\chi 21} p_1^2)}{(V_{01} + k_{v11} p_1 + k_{v21} p_1^2)} L_1 p_1 = \\ = \frac{(\chi_{01} + k_{\chi 11} p_1 + k_{\chi 21} p_1^2)}{(V_{01} + k_{v11} p_1 + k_{v21} p_1^2)} \cdot \\ \cdot (W_{p1} \omega_1 e_{p1} - W_{m1} \omega_2); \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp_2}{dt} + \frac{(\chi_{02} + k_{\chi 12} p_2 + k_{\chi 22} p_2^2)}{(V_{02} + k_{v12} p_2 + k_{v22} p_2^2)} L_2 p_2 = \\ = \frac{(\chi_{02} + k_{\chi 12} p_2 + k_{\chi 22} p_2^2)}{(V_{02} + k_{v12} p_2 + k_{v22} p_2^2)} \cdot \\ \cdot (W_{p2} \omega_1 e_{p2} - W_{m2} \omega_3); \end{aligned} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp_3}{dt} + \frac{(\chi_{03} + k_{\chi 13} p_3 + k_{\chi 23} p_3^2)}{(V_{03} + k_{v13} p_3 + k_{v23} p_3^2)} L_3 p_3 = \\ = \frac{(\chi_{03} + k_{\chi 13} p_3 + k_{\chi 23} p_3^2)}{(V_{03} + k_{v13} p_3 + k_{v23} p_3^2)} [W_{p3} \omega_1 e_{p3} - \\ - (W_{m3} \omega_4 + W_{m4} \omega_5)]. \end{aligned} \quad (34)$$

where I_1 – inertia masses of the pumps combined into a pump station; I_2, I_3, I_4, I_5 – inertia masses of hydro-motors; M_1, M_2, M_3, M_4, M_5 – force moment with resistance moments; $M_{p1}, M_{p2}, M_{p3}, M_{m1}, M_{m2}, M_{m3}, M_{m4}$ – the values of torques on the shafts of pumps and hydro-motors; V_1, V_2, V_3, V_4, V_5 – factors of links imitating non-elastic resistance forces; $\eta_{h01}, k_{\eta1}, \eta_{h02}, k_{\eta2}, \eta_{h03}, k_{\eta3}$ – approximation factors for efficiency factors' curves of the forward and the rear chassis' VHDs as well as for working organs; $V_{01}, \chi_{01}, V_{02}, \chi_{02}, V_{03}, \chi_{03}$ – the volume of working liquid and the volume elasticity module corresponding to the minimal values of accepted pressure change zone of the forward and the rear chassis' VHDs as well as for working organs; $k_{v11}, k_{v21}, k_{\chi11}, k_{\chi21}, k_{v12}, k_{v22}, k_{\chi12}, k_{\chi22}, k_{v13}, k_{v23}, k_{\chi13}, k_{\chi23}$ – approximation factors for working liquid volume and volume elasticity module curves for the forward and the rear chassis' VHDs as well as for working organs; $W_{p1}, W_{p2}, W_{p3}, W_{m1}, W_{m2}, W_{m3}, W_{m4}$ – characteristic volumes of pumps and hydro-motors; e_{p1}, e_{p2}, e_{p3} – regulating parameters of the VDS pumps on the forward and the rear chassis' VHDs as well as for working organs; $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \omega_5$ – rotation speeds of inertia masses of pumps and hydro-motors; P_1, P_2, P_3 – gradients in working pressure at the inlet and the outlet of the VHD machines on the forward and the rear chassis' VHDs as well as for working organs; L_1, L_2, L_3 – proportionality factors determining the leakages in the VHDs on the forward and the rear chassis' VHDs as well as for working organs.

Conclusions. Thus, the offered methodology enables obtaining mathematical models for studying the dynamics of straight movement of systems with various location and numbers of VHDs in the assembly's transmissions.

It follows from the analysis of the VHD components' mathematical models that the increase or decrease in a pump's working liquid consumption is attained through a change in the frequency of the pump shaft's rotation, or the regulating parameter, or through simultaneous change of both indicators. Thus, at the uneven motion, it is necessary to adjust the mentioned

parameters to ensure high-speed performance at a certain level of dynamic loads within transmission.

Depending on operation modes, at unsettled motion, several variants are possible that ensure high-speed performance at a certain level of dynamic loads, or the minimal dynamic loads when time factor is not the prevailing one. A perspective is optimal control, when additional parameters are included into the target function

References (transliterated)

1. Petrov V.A. Hydro-volume transmissions of self-propelled machines. - M.: Mechanical Engineering, 1988.-248p.
2. Mandryka V.R. The mathematical model of the volumetric hydraulic drive of an agricultural tractor X.: Vishka school. Publishing House at Khark. Un-te, 1985. No. 222. Design and study of tractors. Vol. 6, p.p. 35-37.
3. Bashta T.M. Volumetric gears and hydraulic motors. Training for universities - M.: Engineering, 1974.- 606p.
4. Petrov V.A. Automatic systems of transport vehicles M.: Mashinostroenie, 1974. - 336p.
5. Fundamentals of the theory and design of volumetric hydraulic transmissions / Ed. V.N. Prokofiev et al. - Moscow: Higher School, 1968. - 399p.
6. Axial-piston adjustable hydraulic drive / Ed. V.N. Prokofiev et al. - M.: Mechanical Engineering, 1969. - 495p.
7. Thoma Jean. Mathematical models and effective performance of hydrostatic machines and transmissions. - Hydraul. Pneumat. Power, 1969, No. 179, p.p. 642-644, p.p. 646-677, p.p.650-651.
8. Prokofiev V.N. et al. Hydraulic drive dynamics with variable inertial load. - News of higher educational institutions. Mechanical Engineering, 1971, No. 11, p.p. 74-80.
9. Nemirovsky I.A. et al. Influence of nonlinear elastic characteristics of hydraulic system cavities on transients. - In the book: Izvestia Tomsk. Polytechnic Inst. Tomsk, 1970, No. 173, p.p. 153-155.
10. Electro-hydraulic servo systems / Ed. V.A. Khokhlova et al. - M.: Mechanical Engineering, 1971. - 431p.
11. Prokofiev V.N. and others. On the dynamic flexibility of hydraulic drives. - News of higher educational institutions. Engineering, 1975. No. 9, p.p. 65-69.
12. Volumetric hydromechanical transmission: Calculation and design / O.M. Babaev, L.N. Ignatov, E.S. Kistochkin and others; Under the total. ed. E.S. Kistochkina - L.: Engineering. Leningra. Department, 1987.- 256 p.
13. Kovalevsky S.G., Krasnokutskiy V.M., Bessonov M.M. Article. A mathematical model of a semitrailer scraper. Collection of scientific papers: Construction. Materials Science. Engineering. Intensification of work processes of construction and road machines. Series: PTSDMO. Vol. 66 - Dnepropetrovsk: VGUZ "PGASA", 2012. - p. 285-288.
14. Samorodov V.B., Krasnokutskiy V.M., Mandryka V.R. MES Manual "Reliability in Automobile and Tractor Engineering" Kharkiv: NTU "KPI", 2015. - 351 p.
15. Mandryka V.R., Krasnokutskiy V.M. Mathematical model of the movement of the root machine with volumetric hydraulic actuators of conductive and controlled bridges. Herald NTU "KPI", 2017., Number 13/1235 / series of automobile and tractor, p. 26-31, Kharkov NTU "KPI", 2017.

Received 01.10.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мандрыка Володимир Ростиславович (Mandryka Vladimir Rostislavovich, Mandryka Volodymyr

Rostyslavovych) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- та тракторобудування; м. Харків, Україна; e-mail: vladmandryka46@gmail.com

Краснокутський Володимир Миколайович (Краснокутский Владимир Николаевич, Krasnokutskiy Volodymyr Mykolaiovych) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- та тракторобудування; м. Харків, Україна; e-mail: hvukvn62@gmail.com

Островерх Олександр Олегович (Островерх Александр Олегович, Ostroverkh Alexander Olegovich) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування; м. Харків, Україна; e-mail: ostrov.sasha@gmail.com

Ковалевський Сергій Германович (Ковалевский Сергей Гермонович, Kovalevskiy Sergei Hermanovych) – кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри будівельних та дорожніх машин ім. А.М. Холодова; м. Харків, Україна; e-mail: kov1.serg@gmail.com

A.N. БОРИСЕНКО, Н.Е. СЕРГИЕНКО, О.Н. АГАПОВ, Н.Г. МЕДВЕДЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ КОРРЕКЦИИ СКОРОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ ЗА СЧЕТ ДРОСЕЛИРОВАНИЯ НА ВСАСЫВАНИИ

Проанализирована возможность применения систем топливоподачи с дросселированием на всасывании. Показана возможность за счет выбора конструктивно-регулирующих параметров влиять, в достаточно широких пределах, на вид скоростных характеристик.

Преимущества систем с дросселированием на всасывании проявляются в полной мере, если осуществлять дросселирование не изменением давления подкачки топлива, а изменением времени-сечения всасывающих органов, поэтому при выборе конструкции регулирующего органа необходимо обеспечить следующие условия: максимальной проходной площади должен соответствовать возможно больший ход рейки, а минимальная проходная площадь по своим размерам (ширина и высота) должна лежать вне зоны неустойчивого течения через нее топлива.

Предложенная конструкция топливного насоса отличается от обычных наличием на плунжере дозирующей щели и соответствующей канавки во втулке насоса.

Поворот плунжера рейкой вызывает увеличение или уменьшение длины щели, выходящей в канавку, и тем самым меняется проходная площадь, степень наполнения надплунжерного пространства топливом, а следовательно, и цикловая подача.

Скоростные характеристики опытного топливного насоса, снятые по всему ходу рейки, показывают их существенные улучшения. Это позволяет сравнительно просто обеспечить скоростную характеристику, соответствующую внешней характеристике дизеля с повышенным запасом по крутящему моменту.

Результаты экспериментов (прямолинейность регулировочных характеристики, достаточно большой ход рейки) подтвердили потенциальные возможности рассматриваемого насоса в обеспечении требуемой неравномерности топливоподачи при использовании его на многоцилиндровых дизелях.

Результаты обработки эксперимента, проведенного во всем рабочем диапазоне оборотов и нагрузок, показали, что колебание максимального давления топлива от цикла к циклу не превышает 1 МПа.

Ключевые слова: Топливоподача, дросселирование, время-сечение, ход рейки, плунжер, дозирующая щель, проходная площадь, цикловая подача.

A.M. БОРИСЕНКО, М.Є. СЕРГИЕНКО, О.М. АГАПОВ, М.Г. МЕДВЕДЕВ

ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБІВ КОРЕКЦІЇ ШВИДКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАЛИВНИХ НАСОСІВ ЗА РАХУНОК ДРОСЕЛЮВАННЯ НА ВСМОКТУВАННІ

Проаналізовано можливість застосування систем подачі палива з дроселюванням на всмоктуванні. Показана можливість за рахунок вибору конструктивно-регулювальних параметрів впливати, в досить широких межах, на вигляд швидкісних характеристик.

Переваги систем з дроселюванням на всмоктуванні проявляються в повній мірі, якщо здійснювати дросселирування не зміна тиску підкачки палива, а зміною часу-перетину всмоктувальних органів, тому при виборі конструкції регулюючого органу необхідно забезпечити такі умови: максимальної прохідної площі повинен відповідати якомога більший хід рейки, а мінімальна прохідна площа за своїми розмірами (ширина і висота) повинна лежати поза зоною нестійкого течії через неї палива.

Запропонована конструкція паливного насоса відрізняється від звичайних наявністю на плунжері дозуючої щілини і відповідної канавки у втулці насоса.

Поворот плунжера рейкою викликає збільшення або зменшення довжини щілини, виходить в канавку, і тим самим змінюється прохідна площа, ступінь наповнення надплунжерного простору паливом, а отже, і циклова подача.

Швидкісні характеристики досвідченого паливного насоса, зняті по всьому ходу рейки, показують їх істотні поліпшення. Це дозволяє порівняно просто забезпечити швидкісну характеристику, відповідну зовнішній характеристиці дизеля з підвищеним запасом по крутний момент.

Результати експериментів (прямолінійність регулювальних характеристики, досить великий хід рейки) підтвердили потенційні можливості розглянутого насоса в забезпеченні необхідної нерівномірності подачі палива при використанні його на багатоциліндрових дизелях.

Результати обробки експерименту, проведенного в усьому робочому діапазоні оборотів і навантажень, показали, що коливання максимального тиску палива від циклу до циклу не перевищує 1 МПа.

Ключові слова: Паливоподача, дроселювання, час-перетин, хід рейки, плунжер, дозуюча щілина, прохідна площа, циклова подача.

A.N. BORISENKO, N.Ye. SERGIENKO, O.N. AGAPOV, N.G. MEDVEDEV

RESEARCH METHODS FOR CORRECTION OF SPEED CHARACTERISTICS OF FUEL PUMPS THROUGH THROTTLE AT SUCTION

The possibility of using fuel supply systems with throttling at the intake is analyzed. The possibility of influencing, over a fairly wide range, the appearance of speed characteristics due to the choice of structural and adjusting parameters is shown.

The advantages of suction throttling systems are fully manifested if throttling is performed not by changing the fuel pumping pressure, but by changing the time-section of the suction bodies, therefore, when choosing the design of the regulatory body, it is necessary to ensure the following conditions: the maximum possible passage distance must correspond to the maximum passage area, and the minimum passage area in size (width and height) must lie outside the zone of unstable flow of fuel through it.

The proposed design of the fuel pump differs from the usual ones by the presence of a metering slit on the plunger and a corresponding groove in the pump sleeve.

The rotation of the plunger with a rail causes an increase or decrease in the length of the gap extending into the groove, and thereby the passage area, the degree of filling of the plunger space with fuel, and therefore the cyclic feed, are changed.

The speed characteristics of the pilot fuel pump, taken along the entire course of the rack, show their significant improvements. This makes it relatively easy to provide a speed response that matches the external performance of a diesel engine with a high torque margin.

The results of the experiments (the straightness of the adjusting characteristics, a sufficiently large stroke of the rack) confirmed the potential capabilities of the pump in question to ensure the required unevenness of fuel supply when used on multi-cylinder diesel engines.

The results of processing an experiment conducted in the entire operating range of revolutions and loads showed that the fluctuation of the maximum fuel pressure from cycle to cycle does not exceed 1 MPa.

Key words: Fuel supply, throttling, time cross-section, rail progress, plunger, metering slit, passage area, cycle feed.

Введение. Существенным недостатком широко распространенных топливных насосов золотникового типа [1] является неблагоприятное (пологое) протекание скоростных характеристик топливоподачи [2], что отражается на скоростных характеристиках дизельного двигателя и не отвечает требованиям, предъявляемым к транспортным дизелям, в части обеспечения ими повышенных запасов по крутящему моменту.

Анализ исследований. Один из путей устранения указанного недостатка – применение систем топливоподачи с дросселированием на всасывании, т. к. за счет выбора их конструктивно-регулирующих параметров представляется возможным в достаточно широких пределах влиять на вид скоростных характеристик [3].

В связи с этим, на протяжении многих лет в нашей стране и за рубежом не ослабевает интерес к топливной аппаратуре с дросселированием на всасывании. Например, оригинальная топливная аппаратура с дозированием топлива дросселированием на всасывании нашла применение на быстроходных дизелях мирового независимого производителя фирмы «CUMMINS».

Если проанализировать публикации об опытных и внедренных в производство конструкциях рассматриваемых систем, то можно отметить, что в большинстве случаев дросселирование на всасывании осуществлено путем изменения давления подкачки топлива [4,5] специальными гидравлическими регуляторами. Причем, выбор конструкции регулятора, обеспечивающего заданные законы изменения давления подкачки и стабильность процесса наполнения, представляет собой сравнительно сложную задачу [6].

Вместе с тем, преимущества систем с дросселированием на всасывании могли бы проявиться в полной мере, если осуществлять дросселирование не изменением давления подкачки топлива, а изменением времени-сечения всасывающих органов. В этом случае можно конструктивно более простыми способами выполнять как коррекцию скоростных характеристик, так и дозирование топливоподачи. Как показали работы, проводимые в ведущих институтах [7], скоростные характеристики насосов с золотниковым регулированием подачи топлива могут быть улучшены применением дросселирования на всасывании за счет соответствующего выбора времени-сечения всасывающих окон. Время-сечения последних выбирается таким, чтобы на номинальных оборотах кулачкового вала надплунжерное пространство насоса заполнялось топливом лишь частично. При снижении скоростного режима и при постоянном положении рейки время, соответствующее процессу наполнения, увеличивается и соответственно, возрастает степень наполнения надплунжерного пространства топливом, обуславливая прирост цикловой подачи, осуществляя т. о. коррекцию скоростной характеристики.

Однако экспериментальные исследования показали, что рассмотренные способы дросселирования на всасывании, применительно к насосам с золотниковым регулированием (дозированием) подачи топлива, не могут обеспечить улучшения скоростных характеристик во всем поле скоростных режимов [8].

Цель работы – на основе анализа регулировок подачи топлива в дизелях предложить усовершенствованный метод дозирования топлива для коррекции характеристик топливного насоса.

Результаты исследований. Вид скоростных характеристик можно изменить коренным образом, если использовать принцип дросселирования на всасывании, как средство дозирования топлива.

Известные способы дозирования топлива дросселированием на всасывании за счет изменения проходной площади всасывающих отверстий не нашли широкого распространения в силу ряда причин, обусловленных невозможностью обеспечения требуемой стабильности цикловых подач и равномерности распределения топлива по цилиндрам дизеля [9]. Эти недостатки связаны, в основном, с конструктивным выполнением дозирующих органов (например, дросселирующая игла, регулирующая проходное сечение в окнах втулки плунжера) или различного рода кромки на плунжере, перекрывающие отверстия во втулке. Для этих конструкций характерными являются значительные изменения проходных сечений всасывающих отверстий при относительно малом ходе регулирующего органа (рейки) насоса, что при наличии люфтов и технологических отклонений размеров деталей в системе привода регулирующего органа, вызывает недопустимую неравномерность цикловых подач по секциям насоса. Кроме того, как показывает практика, при регулировании проходных сечений иглой и при малых ее подъемах имеется зона неустойчивого наполнения надплунжерного пространства топливом вследствие явления облитерации [10, 11, 12].

При выборе конструкции регулирующего органа, необходимо обеспечить следующие условия: максимальной проходной площади должен соответствовать возможно больший ход рейки, а минимальная проходная площадь по своим размерам (ширине и высоте) должна лежать вне зоны неустойчивого течения через него топлива. Этим требованиям отвечает конструкция топливного насоса, изображенная на рис. 1, с дозированием топлива дросселированием на всасывании при постоянном давлении подкачки топлива [7].

Отличие его от обычных топливных насосов золотникового типа заключается только в конструктивном выполнении плунжерной пары, имеющей на плунжере дозирующую щель 5 и соответствующую ей канавку 4 во втулке насоса.

Наполнение надплунжерного пространства топливом осуществляется через окно 3, канавку 4 во втулке и далее через щель 5 и паз 6 в плунжере.

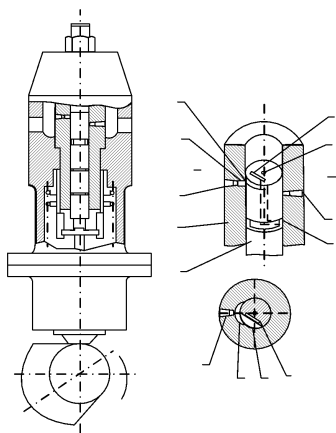


Рис. 1. Топливный насос с дозированием топлива дросселированием на всасывании

При рабочем ходе плунжера щель 5, выходя из канавки 4, перекрывается и поступившее в рабочую камеру насоса топливо подается к форсунке. Поворот плунжера рейкой вызывает увеличение или уменьшение длины щели, выходящей в канавку, и тем самым меняются проходная площадь и степень наполнения надплунжерного пространства топливом, а, следовательно, и цикловая подача. Ширина щели выбирается из условия обеспечения возможно большего рабочего хода рейки и стабильного процесса наполнения.

В опытной конструкции насоса ширина щели равна 0,42 мм. На рис. 2 для сравнения приведены графики изменения относительной проходной

площади $\frac{f}{f_{max}}$ окон во втулке насоса в зависимости от хода рейки m для различных конструктивных решений изменения упомянутой площади: кромкой на плунжере, иглой в окне втулки и щелью на плунжере. Из графиков видно, что, в последнем случае, эта зависимость имеет прямолинейный вид

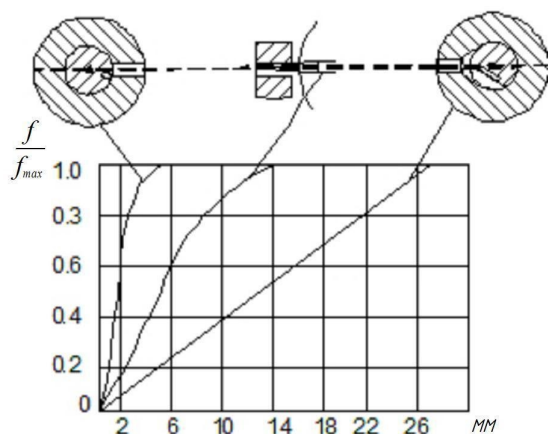


Рис. 2. Зависимость относительной проходной площади всасывающего отверстия от величины хода регулирующего органа (рейки) при различных способах дросселирования на всасывании

во всем рассматриваемом диапазоне изменения

$\frac{f}{f_{max}}$ при сравнительно большом максимальном ходе рейки и, таким образом, отвечает сформулированным выше требованиям

Экспериментальное исследование дозирования топлива путём изменения проходной площади щели проведено на опытной топливной аппаратуре (применительно к дизелям типа ЧН26/26) с параметрами:

- диаметр плунжера – 17 мм;
- ход плунжера – 22 мм;
- максимальная скорость плунжера – 2,47 м/с;
- ширина щели – 0,42 мм;
- максимальный ход рейки – 32 мм;
- распылитель – $10 \times 0,4 \text{ с } f_c 0,65 \text{ мм}^2$
- давление подкачки – 0,2 МПа

Скоростные характеристики опытного топливного насоса, снятые по всему ходу рейки в диапазоне оборотов вала насоса n_k от 500 до 175 мин^{-1} [12], приведены на рис. 3.

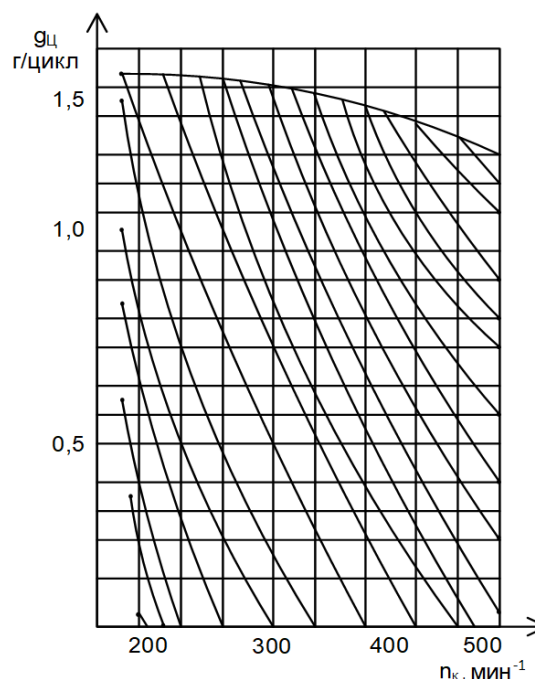


Рис. 3. Скоростные характеристики топливного насоса с дозированием топлива дросселированием на всасывании

Графики показывают существенное улучшение скоростных характеристик, которые до режимов, соответствующих моменту полного заполнения рабочей камеры насоса (верхняя кривая), имеют вид резко падающих кривых с увеличением n_k и практически могут рассматриваться как регуляторные с увеличенной степенью неравномерности. Указанные свойства насоса позволяют сравнительно просто обеспечить скоростную характеристику, соответствующую внешней характеристике дизеля с повышенным

запасом по крутящему моменту. Как видно из графиков, она может быть получена путем соответствующего выбора положения упора рейки максимальной подачи.

Дозирование топлива изменением проходной площади щели обеспечивает, как видно из рис. 4, практически линейную зависимость цикловых подач от хода рейки при постоянном числе оборотов. Фактический ход рейки для каждой из приведенных регулировочных характеристик, в силу принципа работы насоса, получился несколько меньше, чем для золотникового насоса (прототипа). Однако, это может быть исправлено уменьшением ширины щели, выбором угла всасывания кулака и давления подкачки топлива. Например, влияние угла

всасывания кулака $\varphi_{вс}$ наклон регулировочных характеристик можно проанализировать также из графиков на рис. 4, где приведенные регулировочные

характеристики сняты с кулаками, у которых $\varphi_{вс}$ соответственно равны 115° и 236° . Из графиков следует, что с уменьшением $\varphi_{вс}$ ход рейки, обеспечивающий равные $q_{ц}$, увеличивается.

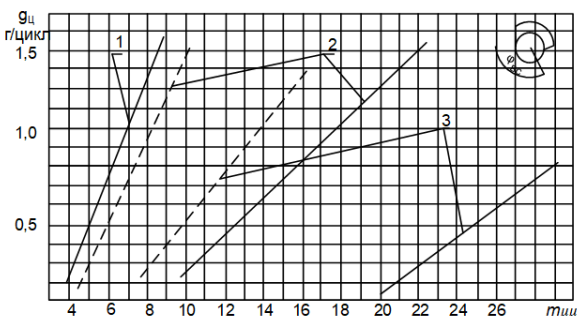


Рис. 4. Зависимость цикловых подач от хода рейки топливного насоса с дозированием топлива дросселированием на всасывании при разных значениях угла всасывания $\varphi_{вс}$ профиля кулака

Таким образом, результаты экспериментов (прямолинейность регулировочных характеристик, достаточно большой ход рейки) подтвердили потенциальные возможности рассматриваемого насоса в обеспечении требуемой неравномерности топливоподачи при использовании его на многоцилиндровых дизелях [12]. Причем регулирование неравномерности топливоподачи для исследуемого насоса (так же, как и у золотниковых насосов) может быть осуществлено дополнительным разворотом плунжера.

Особое внимание при экспериментальном исследовании дозирования топлива дросселированием на всасывании было обращено на стабильность параметров впрыска.

Существующее мнение о повышенной нестабильности процесса впрыска дросселированием на всасывании для опытного топливного насоса не подтвердилось. Результаты обработки осциллограмм, снятых во всем рабочем диапазоне оборотов и нагрузок, показали, что колебание максимального

давления топлива от цикла к циклу не превышает 1МПа.

Выводы. Коррекция скоростных характеристик золотниковых топливных насосов для дизелей с повышенным запасом по крутящему моменту реально может быть выполнена за счет набора уменьшенных значений времени-сечения всасывающих органов. Разработанная конструкция топливного насоса с дозированием топлива дросселированием на всасывании позволяет существенно улучшить скоростные характеристики топливоподачи, приближая их к виду регуляторных во всем поле рабочих режимов, что создаст реальные предпосылки для упрощения всей системы питания и регулирования двигателя.

Список літератури

1. Марков В. А., Шатров В.И. Современное состояние и перспективы развития систем автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок / *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия "Машиностроение"*. 2019. № 1. С. 101 – 119.
2. *Системы управления дизельными двигателями* / Перевод с немецкого. Первое русское издание - М.: ЗАО «КЖИ «За рулем»», 2004. 480с.
3. Вальехо Мальдонадо П. Р., Марков В. А., Трифонов В. Л., Маркова И. Г. Характеристики подачи топлива в дизелях и система двухфазной подачи топлива дизеля / *Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное Топливо*. 2019. Т. 18, № 1. С. 12 - 20.
4. *Конструирование двигателей внутреннего сгорания: Учебник для вузов* / Н.Д. Чайнов, Н.А. Ивашенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; под ред. Н.Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 2008. 496 с.
5. Дьяченко В.Г. *Теория двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов высших учебных заведений* / В.Г. Дьяченко. Харьков: ХНАДУ, 2009. 499с.
6. Гутаревич Ю.Ф. *Випробування двигунів внутрішнього згорання*: навч. посіб., 2-е вид., перероб. і доп. / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. К.: НТУ, 2013. 252 с.
7. *Труды Центрального научно-исследовательского дизельного института*. Развитие конструкций, повышение технического уровня и надежности дизелей / ЦНИДИ; ред. В.И. Балакин - Ленинград: ЦНИДИ, 1989. 164с.
8. Бараев В.И. Исследование зависимости параметров процесса впрыска от объемной скорости подачи топлива в широком диапазоне работы топливной аппаратуры / В.И. Бараев // *Труды ЦНИИТА*. М., 1972. С. 9-16.
9. Трусов В.И. Совершенствование топливной аппаратуры дизелей путем уменьшения объема нагнетания и создания предварительного давления перед впрыскиванием / В.И. Трусов, Д.М. Смирнов, Б.А. Смирнов // *Сб. науч. тр. МАДИ*, М., 1984. С. 43-48.
10. Файнлейб Б.Н. *Топливная аппаратура автотракторных дизелей*: Справочник / Б.Н. Файнлейб. - Л.: Машиностроение, 1990. 352 с.
11. Богаевський О.Б., Борисенко А.М., Сергієнко М.Є., Косарев О.В. Перспективні технічні засоби регулювання моменту початку подачі палива в транспортному дизелі // *Вісник НТУ «ХПІ»*. 2017. Серія: *Автомобіле- і тракторобудування*, № 13 (1235). С. 32-38.
12. Борисенко А.Н., Сергієнко Н.Е., Кубрик Б.И., Соболев Е.Ф. Стенд для диагностики, управления и оценки ДВС // *Тези доповідей XXVI міжн. н.-практ. конф. У чотирьох частинах. Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я*. (16-18 травня 2018 р. Харків) за ред. Сокола Є.І. / – Харків: НТУ «ХПІ», 2018. Ч.1. С. 149.

References (transliterated)

1. Markov V. A., Shatrov V.I. Sovremennoye sostoyaniye i perspektivy razvitiya sistem avtomaticheskogo upravleniya i regulirovaniya teploenergeticheskikh ustanovok [Current status and development prospects of automatic control systems and regulation of heat power plants] / *Vestnik MGTU im. N.E. Bauman*. Seriya "Mashinostroyeniye". 2019. № 1. S. 101 – 119.
2. *Sistemy upravleniya dizel'nymi dvigatelyami* / Perevod s nemetskogo. Pervoye russkoye izdaniye - M.: ZAO «KZHI «Za rulem»», 2004. 480s.
3. Val'yekho Mal'donado P. R., Markov V. A., Trifonov V. L., Markova I. G. Kharakteristiki podachi topliva v dizelyakh i sistema dvukhfaznoy podachi topliva dizelya [Characteristics of the fuel supply in diesel engines and a two-phase diesel fuel supply system]/*Avto gazozapravochnyy kompleks + Al'ternativnoye Toplivo*. 2019. T. 18, № 1. S. 12 – 20/
4. *Konstruyrovanye dvyhatelyi vnutrenneho shoranyia* [Design of internal combustion engines]: Uchebnyk dlia vuzov / N.D. Chainov, N.A. Yvashchenko, A.N. Krasnokutskiy, L.L. Miahkov; pod red. N.D. Chainova. - M.: Mashinostroyeniye, 2008. 496s.
5. Diachenko V.H. *Teoriya dvyhatelyi vnutrenneho shoranyia* [Theory of internal combustion engines]: Uchebnyk dlia studentov vysshnykh uchebnykh zavedenyi [Theory of internal combustion engines]/ V.H. Diachenko. Kharkov: KhNADU, 2009. 499 s.
6. Hutarevych Yu.F. *Ispytuvannya dvyhuniv vnutrishnoho zghoriannia* [Testing of internal combustion engines]: navch. posibnyk, 2-he vyd., pererob. i dop. /Yu.F. Hutarevych, A.O. Korpach, A.H. Hovorun. K.: NTU, 2013. – 252 s.
7. *Trudy Tsentral'nogo nauchno-issledovatel'skogo dizel'nogo instituta*. Razvitiye konstruktсий, povysheniye tekhnicheskogo urovnya i nadezhnosti dizeley [Development of designs, improving the technical level and reliability of diesel engines] / TSNIDI; red. V.I. Balakin. Leningrad: TSNIDI, 1989. 164s.
8. Barayev V.I. Issledovaniye zavisimosti parametrov protsessa vpryska ot ob'yemnoy skorosti podachi topliva v shirokom diapazone raboty toplivnoy apparatury [Investigation of

the dependence of the parameters of the injection process on the volumetric rate of fuel supply in a wide range of fuel equipment operation] / V.I. Barayev // *Trudy TSNITA*. M., 1972. S. 9-16.

9. Trusov V.I. Sovershenstvovaniye toplivnoy apparatury dizeley putem umen'sheniya ob'yema nagnetaniya i sozdaniya predvaritel'nogo davleniya pered vpryskivaniyem [Improvement of diesel fuel equipment by reducing the injection volume and creating pre-injection pressure] / V.I. Trusov, D.M. Smirnov, B.A. Smirnov // *Sb. nauch. tr. MADI*, M., 1984. S. 43-48.

10. Faynleb B.N. *Toplivnaya apparatura avtotraktornykh dizeley* [Fuel equipment of automotive diesel engines]: Spravochnik / B.N. Faynleyb. - L.: Mashinostroyeniye, 1990. 352 s.

11. Bogaevskiy O.B., Borisenko A.N., Sergienko N.Ye., Kosarev O.V. Perspektivni tekhnichni zasoby rehulyuvannya momentu kachana podachi palyvo v transportnomu dizeli [Promising technical means of regulating the moment of starting fuel supply in the transport diesel]// *Visnyk NTU "KHPI"*. 2017. Seriya: *Avtomobile- y traktorobuduvannya*, № 13 (1235). S. 32-38.

12. Borysenko O.M., Sergienko M.Ye., Kubryk B.I., Sobolyev E.F. *Stend dlya diahnostyky, upravlinnya i otsinky DVS* [Stand for the diagnosis, control and evaluation of ICE]// *Tezy dopovidey XXVI mizhn. n.-prakt. konf. U chotir'okh chastyn*. Informatsiyni tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya. (16-18 travnya 2018 r. Kharkiv) za red. Sokola Ye.I. / - Kharkiv: NTU «KHPI», 2018. Ch.1. S. 149.

Надійшло (received) 13.04.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Борисенко Анатолій Миколайович (Борисенко Анатолий Николаевич, Borisenko Anatoliy Nikolaevich)

– доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Теоретичні основи електротехніки», м. Харків, Україна; ORCID:<https://orcid.org/0000-002-9160-4488>; e-mail: borisenkoge@gmail.com

Сергієнко Микола Єгорович (Сергиенко Николай Егорович, Sergienko Nikolay Yegorovich)

– кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування», м. Харків, Україна; ORCID:<https://orcid.org/0000-0001-5168-1924>; e-mail: nesergienko@gmail.com

Агапов Олег Миколайович (Агапов Олег Николаевич, Agapov Oleg Nikolaevich)

– кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автомобіле-і тракторобудування», м. Харків, Україна; ORCID:<https://orcid.org/0000-0002-0652-2593>; e-mail: agapovoleg@gmail.com

Медведев Микола Григорович (Медведев Николай Григорьевич, Medvedev Nikolay Grigoryovych)

– кандидат технічних наук, доцент, Харківський державний автомобільно-дорожній коледж, викладач, м. Харків, Україна; ORCID:<https://orcid.org/0000-0002-8409-7721>; e-mail: nursus@ukr.net

А. П. КОЖУШКО, Т. О. КРЮКОВА

МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ ПОТРЕБ В МАТЕРІАЛЬНИХ ЗАПАСАХ НА БАЗІ АВТОМОБІЛЬНО-ТРАНСПОРТНОГО ПІДПРИЄМСТВА

Розвиток автомобільно-транспортного підприємства, в сьогодишніх реаліях, напряму залежить від планування його фінансової діяльності, адже при зміні попиту на послуги, продукцію або при варіативності ринкової кон'юнктури варіюється і отримання прибутку. При формуванні плану розвитку підприємства важливу роль відіграє процес прогнозування кінцевого фінансового результату. Така ж тенденція простежується і при закупівельній роботі будь-якого підприємства. В процесі прогнозування в цілому та в окремих його напрямках виникає велика складність, що викликана рядом об'єктивних (а в деяких випадках і суб'єктивних) причин. Відомим фактом є те, що проведення прогнозу підвищує ефективність загального планування роботи, особливо в умовах коли прогнозні результати постійно корегуються з урахуванням змінного зовнішнього середовища та особливостей закупівельної діяльності. В зв'язку з цим виникає мета даної роботи – аналіз та узагальнення найпопулярніших методів прогнозування, а також запропонування комбінованого методу прогнозування, який базується на теорії оптимізації. При вирішенні поставленої мети використовувалась методика, яка ґрунтувалась на представлених математичних алгоритмів найпопулярніших методів прогнозування. На основі якої запропонувано комбінований метод прогнозування, який має можливість реалізовуватись за трьома підходами при визначенні вагових коефіцієнтів з залученням принципів теорії оптимізації. Як результат в матеріалах даної роботи показано прогнозні значення закупівельної діяльності з використанням регресійного аналізу, ковзаючої середньої та експоненціального згладжування. Як показали прогнозні значення, при використанні регресійного аналізу на місяць похибка становить 17%. При використанні методів екстраполяції (ковзаючої середньої та експоненціального згладжування) при прогнозуванні на 3 місяці похибка складала 7,5% та 4,2%, відповідно.

Ключові слова: автомобільне підприємство, прогнозування, закупка, метод, алгоритм, оптимізація.

А. П. КОЖУШКО, Т. О. КРЮКОВА

МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ ПОТРЕБ В МАТЕРІАЛЬНИХ ЗАПАСАХ НА БАЗІ АВТОМОБІЛЬНО-ТРАНСПОРТНОГО ПІДПРИЄМСТВА

Развитие автомобильно-транспортного предприятия, в сегодняшних реалиях, напрямую зависит от планирования его финансовой деятельности, ведь при изменении спроса на услуги, продукцию или при вариативности рыночной конъюнктуры варьируется и получение прибыли. При формировании плана развития предприятия важную роль играет процесс прогнозирования конечного финансового результата. Такая же тенденция прослеживается и при закупочной работе любого предприятия. В процессе прогнозирования в целом и в отдельных его направлениях возникает большая сложность, вызванная рядом объективных (а в некоторых случаях и субъективных) причин. Известным фактом является то, что проведение прогноза повышает эффективность общего планирования работы, особенно в условиях, когда прогнозные результаты постоянно корректируются с учетом переменного внешней среды и особенностей закупочной деятельности. В связи с этим возникает цель данной работы - анализ и обобщение самых популярных методов прогнозирования, а также предложение комбинированного метода прогнозирования, основанного на теории оптимизации. При решении поставленной цели использовалась методика, основанная на представлении математических алгоритмов самых популярных методов прогнозирования. На основе которой предложен комбинированный метод прогнозирования, который имеет возможность реализовываться по трем подходам при определении весовых коэффициентов с привлечением принципов теории оптимизации. В результате в материалах данной работы показаны прогнозные значения закупочной деятельности с использованием регрессионного анализа, скользящей средней и экспоненциального сглаживания. Как показали прогнозные значения, при использовании регрессионного анализа в месяц погрешность составляет 17%. При использовании методов экстраполяции (скользящей средней и экспоненциального сглаживания) при прогнозировании на 3 месяца погрешность составила 7,5% и 4,2% соответственно.

Ключевые слова: автомобильное предприятие, прогнозирование, закупка, метод, алгоритм, оптимизация.

A.P. KOZHUSHKO, T.O. KRUKOVA

METHOD OF FORECASTING NEEDS IN MATERIAL INVENTORIES ON THE BASIS OF AUTOMOBILE ENTERPRISE

The development of a road transport company, in today's realities, directly depends on the planning of its financial activities, because when the demand for services, products changes or when the market situation changes, the profit is also varied. When forming a development plan for an enterprise, the process of forecasting the final financial result plays an important role. The same tendency can be traced in the procurement work of any enterprise. In the process of forecasting in general and in its individual areas, great complexity arises due to a number of objective (and in some cases subjective) reasons. It is a well-known fact that making a forecast increases the efficiency of overall work planning, especially in an environment when forecast results are constantly being adjusted taking into account the variable external environment and the specifics of procurement. In this regard, the purpose of this work arises - the analysis and generalization of the most popular forecasting methods, as well as the proposed combined forecasting method based on optimization theory. When solving this goal, a technique was used, based on the presentation of mathematical algorithms of the most popular forecasting methods. On the basis of which a combined forecasting method is proposed, which has the ability to be implemented by three approaches in determining the weight coefficients using the principles of optimization theory. As a result, the materials of this work show the predicted values of procurement using regression analysis, moving average and exponential smoothing. As the predicted values showed, when using regression analysis per month, the error is 17%. When using extrapolation methods (moving average and exponential smoothing) when forecasting for 3 months, the error was 7.5% and 4.2%, respectively.

Key words: automotive company, forecasting, purchasing, methods, algorithms, optimization.

Вступ. Сьогодні будь-яке підприємство ставить перед собою за мету отримання прибутку за різноманітними напрямками діяльності при зміні попиту на послуги, продукцію, а також при варіативності ринкової кон'юнктури. Досягання цієї мети обумовлює стабільний та стійкий розвиток підприємства, роблячи його самозабезпеченим.

Досліджуючи діяльність підприємства автомобільного транспорту необхідно відзначити велику конкуренцію в сегменті закупівель автомобільних запчастин. Станом на кінець 2020 року в Україні можна виділити вісім великих оптових постачальників автозапчастин («Автотехнік», «Бастіон», «Владислав», «Інтеркарс», «Омега», «Тrost», «Еліт» та «Юнітрейд»), які і стають базовими постачальниками при організації управління закупівель вітчизняних автомобільно-транспортних підприємств.

При формуванні плану розвитку підприємства важливу роль відіграє процес прогнозування кінцевого фінансового результату. В процесі прогнозування в цілому та в окремих його напрямках великої складності викликає ряд об'єктивних (а в деяких випадках і суб'єктивних) причин. Відомо, що прогноз та план роботи підприємства розробляється окремо один від одного, але з метою підвищення ефективності планування необхідно провести прогноз, який би постійно коректувався з урахуванням змінного зовнішнього середовища та особливостей закупівельної діяльності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Як підкреслюють відомі спеціалісти з галузі закупівельної логістики [1, 2]: прогноз – це початковий етап обґрунтування плану, який дозволяє розвивати ефективність, точність та надійність рішень, що приймаються.

З роботи [2] відомо, що базовими термінами прогнозу є:

- варіант прогнозу;
- методика прогнозу (сукупність правил розробки прогнозів);
- метод прогнозування (дослідження об'єкта для розробки прогнозу);
- об'єкт прогнозування (явище на яке направлено діяльність об'єкта);
- прогнозна модель;
- система прогнозування (система методів прогнозування та засобів їх реалізації);
- прогнозний фон (вплив зовнішніх умов, що впливають на рішення задачі).

Як стверджують автори роботи [3] прогнозуванням називається метод, який використовує досвід, як накопичений в минулому, так і поточні допущення відносно майбутнього з метою його визначення.

При обиранні методу прогнозування зазвичай використовують один з методів, що наведені на

рис. 1. Вибір метода прогнозування обумовлено політикою підприємства.

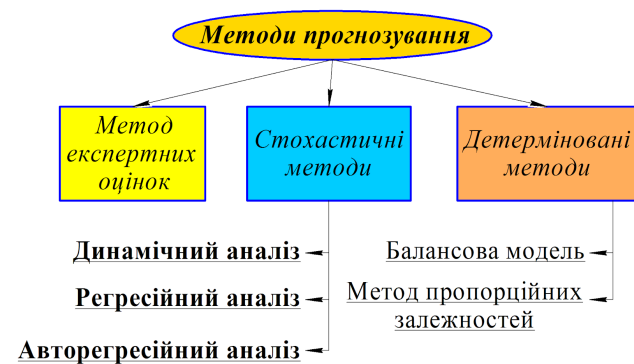


Рисунок 1 – Класифікація методів прогнозування [4]

Так найбільш розповсюдженою задачею прогнозування є задача прогнозування часових рядів, тобто функцій, що визначаються на вісі часу [5]. На сьогоднішній день існує багато ефективних методів прогнозування, що пов'язані з потужним математичним апаратом. До таких відносяться білінійні моделі [6], моделі на основі методів Монте-Карло [7], методи на основі експертних оцінок (рекурсивних стратегій) [8].

При використанні неефективного методу прогнозування на автотранспортних підприємствах можливо виникнення такої проблеми, як затоварювання складу, що призводить до підвищення величини замороженого капіталу підприємства. Також не менш важливим є врахування можливості оформлення оптимального заказу виходячи з максимального прибутку від його реалізації. Окрім того, необхідно при оформленні заказів враховувати існуючі знижки та на основі всіх вимог формувати об'ємно-масові характеристики вантажу.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є аналіз та узагальнення найпопулярніших методів прогнозування, а також запропонування комбінованого методу прогнозування, який базується на теорії оптимізації.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- навести математичний алгоритм та на практиці показати ефективність найпопулярніших методів прогнозування;
- запропонувати комбінований метод прогнозування, який базується на теорії оптимізації.

Прогнозування кількості продаж методом регресійного аналізу. Для формування прогнозних значень необхідно мати вихідні дані, тобто попередні помісячні продажі (рис. 2).

Регресійний аналіз базується на визначенні лінійного тренду та коефіцієнті сезонності.

Рівняння лінійного тренду має вигляд

$$y = a + b \cdot x, \tag{1}$$

де y – кількість продаж; a та b – константи; x – місяць.

Константи a та b знаходяться з обчислення рівнянь

$$a = \frac{\sum_{i=1}^{12} y_i \cdot \sum_{i=1}^{12} x_i^2 - \sum_{i=1}^{12} x_i \cdot \sum_{i=1}^{12} x_i \cdot y_i}{n \cdot \sum_{i=1}^{12} x_i^2 - \sum_{i=1}^{12} x_i \cdot \sum_{i=1}^{12} x_i}; \tag{2}$$

$$b = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^{12} x_i \cdot y_i - \sum_{i=1}^{12} x_i \cdot \sum_{i=1}^{12} y_i}{n \cdot \sum_{i=1}^{12} x_i^2 - \sum_{i=1}^{12} x_i \cdot \sum_{i=1}^{12} x_i}, \tag{3}$$

де n – кількість місяців.

Для більш точного прогнозу необхідно також врахувати сезонність продаж. Сезонність продаж в найкращому випадку береться за останні 3 роки (без врахування першого року торгівлі). Важливо, щоб ці роки були стабільними, як в підприємстві з продажу, так і в державі.

Для визначення сезонності введемо коефіцієнти сезонності k , які будуть відповідати кожному місяцю продаж.

$$k_i = \frac{12 \cdot y_i}{\sum_{i=1}^{12} y_i} \tag{4}$$

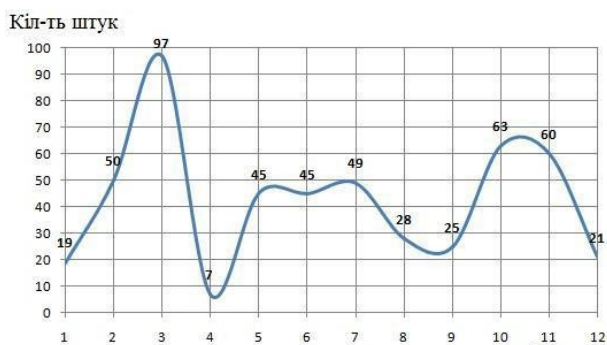


Рисунок 2 – Статистика продаж «Товару 1» по місячно

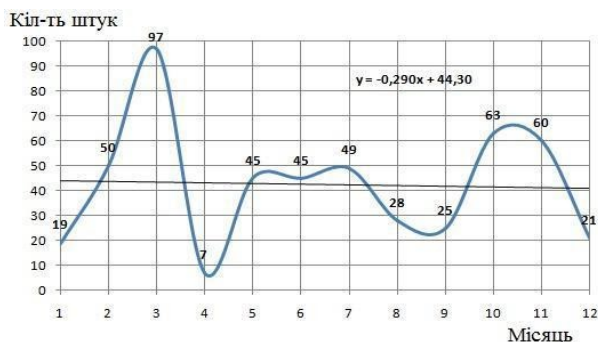


Рисунок 3 – Статистика продаж «Товару 1» по місячно з виводом лінії тренду

Таблиця 1 – Результати прогнозу на місяць за допомогою лінійного тренду

Місяць	y_i , од	x_i	a	b	Коеф. сезон. k_i	Прогнозні значення
Січень	19	1	44,3	-0,29	0,45	20
Лютий	50	2			1,18	52
Березень	97	3			2,29	99
Квітень	7	4			0,17	7
Травень	45	5			1,06	45
Червень	45	6			1,06	45
Липень	49	7			1,16	49
Серпень	28	8			0,66	28
Вересень	25	9			0,59	25
Жовтень	63	10			1,49	61
Листопад	60	11			1,41	58
Грудень	21	12			0,50	20
Січень	15	13				18

Прогнозування кількості продаж методом екстраполяції: ковзаючої середньої. Метод ковзаючої середньої використовується при короткостроковому прогнозуванні. Він базується на наступному рівнянні для знаходження прогнозного значення

$$y_{i+1} = c + (y_i - y_{i-1})/n, \tag{5}$$

де c – ковзаюча середня за два періоди до прогнозного; n – число рівнів, що входять в інтервал згладжування; y_i – фактичне значення досліджуваного явища за попередній період; y_{i-1} – фактичне значення досліджуваного явища за два періоди, що передують прогнозованому.

Рівняння (5) має доцільність лише при знаходженні прогнозного значення з числом рівнів, що входять в інтервал згладжування, рівним 3 (тобто при $n = 3$).

Розглянемо приклад знаходження прогнозного значення за методом ковзаючої середньої в табл. 2.

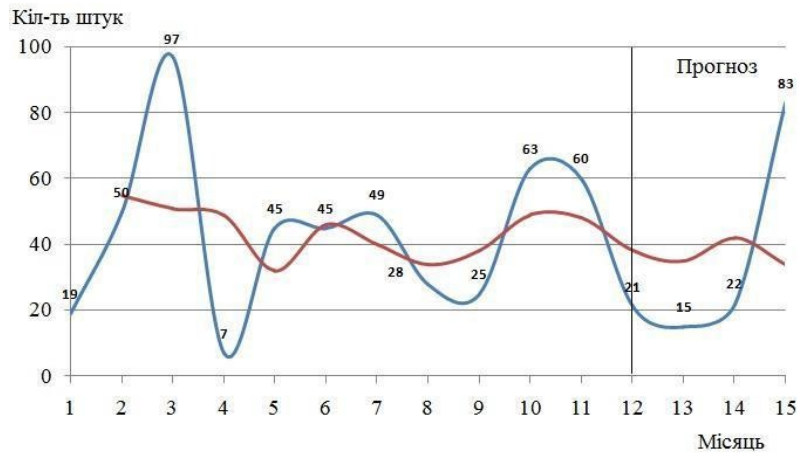


Рисунок 2 – Результати за допомогою ковзаючої середньої

Прогнозування кількості продаж методом екстраполяції: експоненціальне згладжування. Метод експоненціального згладжування найбільш ефективний при розробці середньострокових прогнозів. Він базується на наступному рівнянні для знаходження прогнозного значення

$$y_{i+1} = \left(\frac{2}{n+1}\right) \cdot y_i + \left(1 - \frac{2}{n+1}\right) \cdot Y_i \quad (6)$$

де n – число спостережень, що входять в інтервал згладжування; y_i – фактичне значення

досліджуваного показника за період, що передує прогнозованому; Y_i – експоненціальна зважена середня для періоду, що передує прогнозованому.

Розглянемо приклад знаходження прогнозного значення за методом експоненціального згладжування. На початку розрахунку необхідно визначити експоненціальну зважену середню для періоду, що передує прогнозованому. В нашому випадку це буде середнє значення за весь розрахунковий період, тобто

$$Y_0 = \left(\frac{19 + 50 + 97 + 7 + 45 + 45 + 49 + 28 + 25 + 63 + 60 + 21}{12}\right) = 42$$

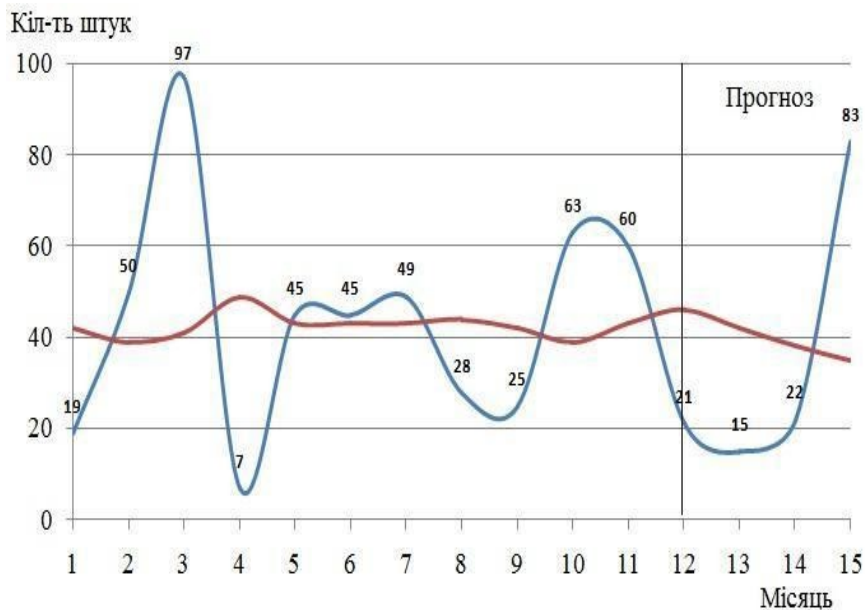


Рисунок 3 – Результати за допомогою експоненціального згладжування

Як видно, з аналізу кожен з трьох методів має високу точність прогнозу, але при врахуванні зовнішніх факторів кожен з наведених методів може надати велику похибку, що є не припустимим, тому сформуємо комбінований метод прогнозування.

Комбінований метод прогнозування, який базується на теорії оптимізації. Перш ніж переходити до викладки комбінованого методу необхідно оцінити загальний стан речей. Тому сформуємо принципову схему алгоритму планування заказу (рис. 4). Дана схема включає в себе передбачення страхового запасу, замороженого капіталу, дефіцит, ABCXYZ-аналізи та об'ємно-масові характеристики.

На рис. 4 показано *F* – регресійний аналіз; *G* – ковзаюча середня; *H* – експоненціальне

згладжування; *ПZ* – кількість запчастин в останньому заказі; 1, 2, 3 – індекси відповідні результатам ABCXYZ аналізів; *z* – коефіцієнт, що визначає довірчий рівень (залежно від ABCXYZ аналізів); μ_i – середній час виконання заказу; σ_D – середньоквадратичне відхилення об'єму витрат запасу; μ_D – середня витрата запасів за період; σ_t – середньоквадратичне відхилення часу виконання заказу.

Запропонований комбінований метод прогнозування базується на використанні трьох методів: регресійного аналізу (K_1), ковзаючої середньої (K_2) та експоненціального згладжування (K_3).

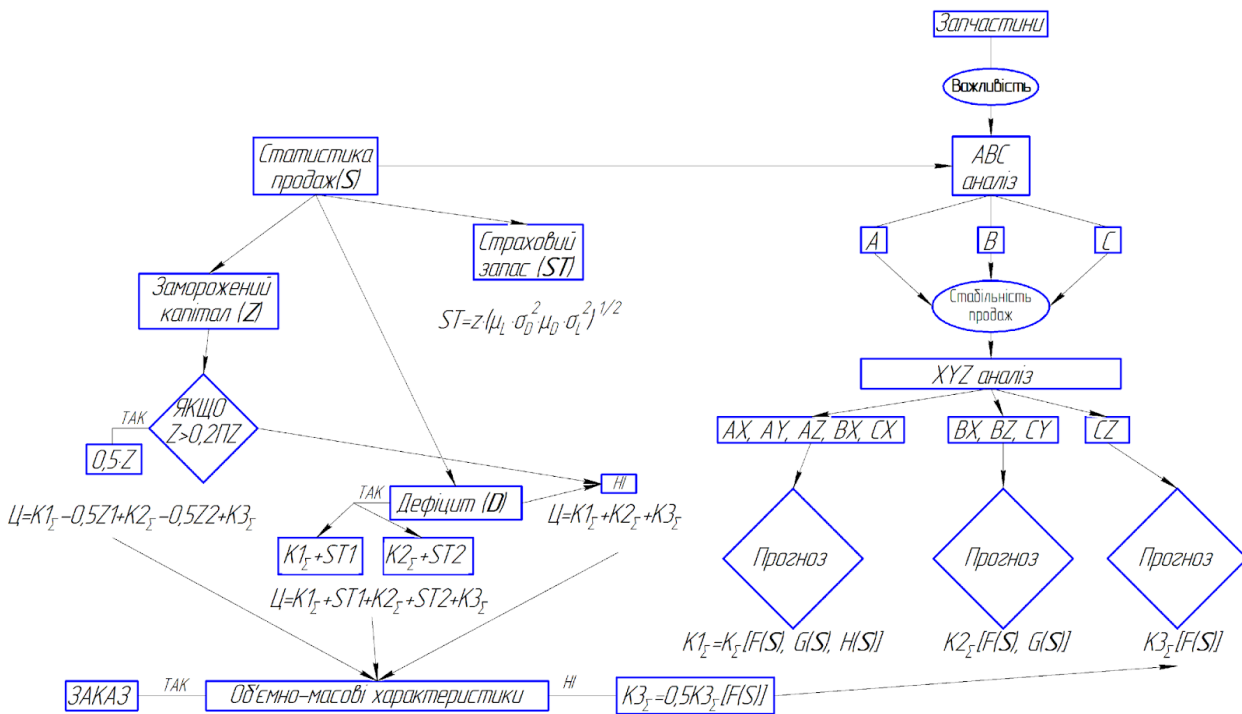


Рисунок 4 – Принципова схема алгоритму планування заказу

Синтез комбінованого методу відбувається за допомогою принципів теорії оптимізації, а саме введенням узагальнюючого критерію [9].

$$K_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n Z_i \cdot K_i + \sum_{j=1}^m Z_j \cdot P_j \quad (7)$$

де Z_i, Z_j – вагові коефіцієнти; P_j – штрафна функція, яка знижує значення узагальненого критерію при виході варіюваного параметра за межі допустимих значень. Відмітимо, що штрафна функція може ґрунтуватись на результатах ABCXYZ аналізів.

Що стосується визначення вагових коефіцієнтів, то для їх формалізації можна скористатись трьома підходами:

1. Рівномірно розподілити величину вагових коефіцієнтів згідно з їх кількістю. Якщо дивитись на наш випадок, то $i = 3$, тоді

$$\sum_{i=1}^3 Z_i = 1$$

2. Розподіл величини вагових коефіцієнтів базується на їх достовірності. У випадку коли для конкретної номенклатури більшу збіжність дає один з методів прогнозування, а інші – меншу, тоді для цього методу прогнозування величина вагового коефіцієнту повинна бути більшою

$$T_i = \frac{1 - \frac{K_{\text{факт}} - K_i}{K_{\text{факт}}}}{i} \Rightarrow Z_i = \frac{T_i}{\sum_{i=1}^3 T_i},$$

де $K_{\text{факт}}$ – фактичні дані з попередніх продаж (дана величина ґрунтується на сезонності продаж).

3. Пошук вагових коефіцієнтів ґрунтується на вирішенні задачі оптимізації методом лінійного програмування, а саме симплекс-метода [10].

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n Z_i = 1; \\ Z_1 K_1 + Z_2 K_2 + Z_3 K_3 = K_{\text{факт}}; \\ 1 \geq Z_1 \geq 0; \quad 1 \geq Z_2 \geq 0; \\ 1 \geq Z_3 \geq 0. \end{cases}$$

Таким чином, скориставшись описаною вище методикою можливо підвищити ефективність роботи будь-якого автомобільного підприємства.

Висновки. В роботі наведено методичні викладки, за допомогою яких можливо провести прогнозування закупівельної діяльності будь-якого автомобільно-транспортного підприємства.

Практичним шляхом показана робота найпопулярніших методів прогнозування: регресійного аналізу, ковзаючої середньої та експоненціального згладжування. Як показали прогнози значення при використанні регресійного аналізу на місяць похибка становить 17%. При використанні методів екстраполяції (ковзаючої середньої та експоненціального згладжування) при прогнозуванні на 3 місяці похибка склала 7,5% та 4,2%, відповідно.

Запропоновано використовувати комбінований метод прогнозування, який має можливість реалізовуватись за трьома підходами при визначенні вагових коефіцієнтів.

Список літератури

1. Дёгтев Г.В. Управление закупками товаров, работ, услуг для обеспечения государственных и муниципальных нужд: учебно-методическое пособие / Г.В. Дёгтев, И.П. Гладиллина, Н.А. Акимов, П.А. Банников. – Москва : Моск. гор. ун-т управления Правительства Москвы, 2013. – 120 с.
2. Сергеева С.А. Прогнозирование в управлении закупками для обеспечения государственных и муниципальных нужд / С.А. Сергеева // *Фундаментальные исследования*. – 2014. – № 5. – С. 565 – 568.
3. Изосимов С.В. Методы прогнозирования и их применение в практике менеджмента / С.В. Изосимов, А.Л. Шевченко, В.Л. Шевченко // *Экономикс*. – 2014. – № 3. – С. 72 – 77.
4. Земитан Г. Методы прогнозирования финансового состояния организации URL: <http://www.kpilib.ru/article.php?page=84> (дата звернення: 27.10.2020).
5. Лысяк А.С. Методы прогнозирования временных рядов с большим алфавитом на основе универсальной меры и

дерева принятия решений / А.С. Лысяк, Б.Я. Рябко // *Вычислительные технологии*. – 2014. – Т. 19. – № 2. – С. 76 – 93.

6. Poskitt D.S. The selection and use of linear and bilinear time series models / D.S. Poskitt, A.R. Tremayne // *Intern. J. of Forecasting*. 1986. Vol. 2, iss. 1. P. 101–114
7. Clements M.P. Forecasting economic and financial timeseries with non-linear models / M.P. Clements, P.H. Franses, N.R. Swanson // *Intern. J. of Forecasting*. 2004. Vol. 20, iss. 2. P. 169–183.
8. Palit A.K. Computational Intelligence in Time Series Forecasting: Theory and Engineering Applications / A.K. Palit, D. Popovic // *Advances in Industrial Control*. – New York: Springer-Verlag, 2005.
9. Samorodov V. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking / V. Samorodov, A. Kozhushko, E. Pelipenko // *Eastern-European Joournal of Enterprise Technologies*, 2016. – № 4/7 (82). – P. 37 – 44. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.75402
10. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс / Б. Банди – М.: Радиосвязь, 1988. – 128 с.

References (transliterated)

1. Dyogtev G.V., Gladilina I.P., Akimov N.A., Bannikov P.A. Upravlenie zakupkami tovarov, rabot, uslug dlya obespecheniya gosudarstvennyh i munitsipalnyh nuzhd: uchebno-metodicheskoe posobie [Procurement management of goods, works and services for state and municipal needs: a teaching aid]. Moscow: Mosk. mountains. University of Management of the Moscow Government, 2013, 120 p.
2. Sergeeva S.A. Prognozirovanie v upravlenii zakupkami dlya obespecheniya gosudarstvennyh i munitsipalnyh nuzhd [Forecasting in procurement management to meet state and municipal needs]. *Fundamentalnyie issledovaniya* [Basic research]. 2014, vol. 5, pp. 565 – 568.
3. Izosimov S.V., Shevchenko A.L., Shevchenko V.L. Metodyi prognozirovaniya i ih primenenie v praktike menedzhmenta [Forecasting methods and their application in management practice]. *Ekonomiks* [Economics], 2014, vol. 3, pp. 72 – 77.
4. Zemitan G. Metodyi prognozirovaniya finansovogo sostoyaniya organizatsii [Methods for predicting the financial condition of an organization]. URL: <http://www.kpilib.ru/article.php?page=84> (accessed: 27.10.2020).
5. Lyisyak A.S., Ryabko B.Ya. Metodyi prognozirovaniya vremennyh ryadov s bolshim alfavitom na osnove universalnoy meryi i derevya prinyatiya resheniy [Large-alphabet time series forecasting methods based on universal measure and decision trees]. *Vychislitelnyie tehnologii* [Computing technology], 2014, iss. 19, vol. 2, pp. 76 – 93.
6. Poskitt D.S., Tremayne A.R. The selection and use of linear and bilinear time series models. *Intern. J. of Forecasting*, 1986. iss. 1, vol. 2, pp. 101–114.
7. Clements M.P., Franses P.H., Swanson N.R. Forecasting economic and financial timeseries with non-linear models. *Intern. J. of Forecasting*, 2004, iss. 2, vol. 20, pp. 169 – 183.
8. Palit A.K., Popovic D. Computational Intelligence in Time Series Forecasting: Theory and Engineering Applications. *Advances in Industrial Control*. New York: Springer-Verlag, 2005.
9. Samorodov V., Kozhushko A., Pelipenko E. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking. *Eastern-European Joournal of Enterprise Technologies*, 2016, vol. 4/7 (82), pp. 37 – 44, DOI: 10.15587/1729-4061.2016.75402
10. Bandi B. Metodyi optimizatsii. Vvodnyiy kurs [Optimization methods. Introductory course]. *Moskva: Radiosvyaz* [Moscow: Radio communication], 1988, 128 p.

Надійшла (received) 13.04.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кожушко Андрій Павлович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com

Крюкова Тетяна Олександрівна – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: tetiana.kriukova@gmail.com

ЗМІСТ

Тракторобудування

<i>Самородов В.Б., Пелипенко Є.С.</i> Розрахунково-теоретичне обґрунтування конструктивних параметрів гідрооб'ємного механізму повороту.....	3
<i>Самородов В.Б., Аврунін Г.А., Гармаш Д.О.</i> Аналіз універсальних характеристик гідрооб'ємних передач, які працюють у складі безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій для різних робочих об'ємів гідравлічних машин аксіальнопоршневого типу.....	11
<i>Самородов В.Б., Краснокутський В.М., Ткачов В.Ю.</i> Розвиток електротракторів в Україні.....	19
<i>Мандрика В.Р., Краснокутський В.М., Вільний Д.В.</i> Розрахунок об'ємного гідроприводу робочих органів навісного та причіпного обладнання в складі машинно-тракторного агрегату.....	24
<i>Мандрика В.Р., Краснокутський В.М., Островерх О.О., Ковалевський С.Г.</i> Моделювання об'ємного гідропривода в трансмісіях тракторів і самохідних машин.....	31

Автомобілебудування

<i>Борисенко А.М., Сергієнко М.Є., Агапов О.М., Медведев М.Г.</i> Дослідження способів корекції швидкісних характеристик паливних насосів за рахунок дроселювання на всмоктуванні.....	39
<i>Кожушко А.П., Крюкова Т.О.</i> Методика прогнозування потреб в матеріальних запасах на базі автомобільно-транспортного підприємства.....	44

CONTENTS
Tractor Construction

<i>Samorodov V.B., Pelypenko E.S.</i> Calculation and theoretical justification of the structural parameters of the hydraulic movement mechanism.....	3
<i>Samorodov V.B., Avrunin G.A., Harmash D.A.</i> Analysis of universal characteristics of hydraulic fluid power transmissions operating in a composition of hydraulic-mechanical transmissions for different working volumes of hydraulic machines of axial piston type.....	11
<i>Samorodov V.B., Krasnokutskiy V.M., Tkachov V. Y.</i> Development of electric tractors in ukraine.....	19
<i>Mandryka V.R., Krasnokutskiy V. M., Vilnyi D. V.</i> Calculation of three-dimensional hydraulic actuator of the working bodies of attachments and trailers in the machine-tractor unit.....	24
<i>Mandryka V.R., Krasnokutskiy V. M., Ostroverkh A.O., Kovalevskiy S.H.</i> Volumetric hydraulic drive modelling in transmissions of tractors and self-propelled machines.....	31

Automobile

<i>Borisenko A.N., Sergienko N.Y., Agapov O.N., Medvedev N.G.</i> Research methods for correction of speed characteristics of fuel pumps through throttle at suction.....	39
<i>Kozhushko A.P., Kriukova T.O.</i> Methods for forecasting inventory requirements on the basis of a road transport company.....	44

ДЛЯ НОТАТКІВ

ДЛЯ НОТАТКІВ

ДЛЯ НОТАТКІВ

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ».
СЕРІЯ: АВТОМОБІЛЕ- ТА ТРАКТОРОБУДУВАННЯ**

Збірник наукових праць

№ 2'2020

Наукові редактори: Самородов В.Б., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна
Бондаренко А. І. д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна
Технічний редактор: Пелипенко Є.С., канд. техн. наук, НТУ «ХПІ», Україна

Відповідальний за випуск: Бондаренко А. І. д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ»

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ».
Кафедра автомобіле- і тракторобудування.
Тел.: (057) 707-64-64; e-mail: anatoliybon13@gmail.com

Підп. до друку 19.11.2020 р. Формат 60x84 1/8. Папір офсетний. Друк офсетний.
Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 6,0. Облік.-вид. арк. 6,75. Тираж 300 пр. Зам. № 24. Ціна договірна.

Тираж 300 пр. Зам. № 24. Ціна договірна. Друкарня ТОВ «Цифра принт»
Свідоцтво про державну реєстрацію А01 № 432705 від 03.08.2009 р.
61058, Харків, вул. Данилевського, 30. Телефон : (057) 786-18-60.
