

В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, В. В. КАВ'ЮК, С. А. ВАХНЮК, М. П. ДОЛІНСЬКИЙ

МОДЕРНІЗАЦІЯ АЕРОДРОМНОГО БАГАТОЦІЛЬОВОГО КОНДИЦІОНЕРА АМК-24/56-131 ШЛЯХОМ ЗАМІНИ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ПРИВОДУ КОНТУРУ ОБЛАДНАННЯ ТА КАБІНИ НА ГІДРООБ'ЄМНИЙ ПРИВІД

При застосуванні авіації у ході війни, значна увага приділяється заходам по скороченню часу підготовки повітряних суден (ПС) до повторного вильоту. Одним із основних штатних засобів аеродромно-технічного забезпечення польотів авіації (ЗАТЗПА) є аеродромний багатоцільовий кондиціонер (АБК) АМК-24/56-131. Даний АБК призначений для створення оптимальних температурних умов як в кабіні повітряного судна, так і в контурі обладнання при перевірці всіх його систем в наземних умовах. Метою дослідження є модернізація приводів контуру обладнання та кабіни багатоцільового кондиціонера АМК-24/56-131 шляхом заміни їх на гідрооб'ємний привод (ГОП), для покращення експлуатаційних характеристик. Вибір технічного рішення вдосконалення конструкції АБК з розрахунком гідрооб'ємного приводу контурів обладнання та контурів кабіни виконувалось з допомогою аналізу типорозмірного ряду гідромашин, які підходять для заміни енергетичної установки (ЕУ) на ГОП в АМК-24/56-131, диференційного методу оцінки шляхом співставлення показників гідромашин типорозмірного ряду із показниками базового зразка, метод аналізу, метод синтезу. Застосування вказаних методів розрахунку, конструювання, виготовлення, експлуатації АБК сприяє суттєвому підвищенню їх надійності і коефіцієнта технічної готовності при мінімальних показниках металомісткості та енергоємності, що є актуальним в даний час. Практичне значення одержаних результатів роботи полягає в покращенні експлуатаційних характеристик АБК АМК-24/56-131, а саме переходу на гідрооб'ємний привод контурів АБК для підвищення якості їх приводу.

Ключові слова: аеродромний багатоцільовий кондиціонер, аеродромно-технічне забезпечення, блок енергетичної установки, гідрооб'ємний привод, двигун внутрішнього згоряння, коефіцієнт корисної дії, коефіцієнт технічної готовності, повітряне судно, гідронасос, гідромотор

V. KRASNOKUTSKYI, V. KAVYUK, S. VAKHNIUK, M. DOLINSKYI

MODERNIZATION OF THE AIRFIELD MULTI-PURPOSE AIR CONDITIONER AMK-24/56-131 BY REPLACING THE POWER DRIVE UNIT OF THE EQUIPMENT AND CABIN CIRCUIT WITH A HYDROSTATIC DRIVE

When employing tactical aviation during war, significant attention is paid to measures aimed at reducing the time required to prepare aircraft for subsequent sorties. One of the primary standard means of ground support for aircraft is the airfield multi-purpose air conditioner (AMAC) AMK-24/56-131. This AMAC is designed to create optimal temperature conditions both in the aircraft cockpit and in the equipment circuit during the testing of all aircraft systems on the ground. The objective of this research is to develop approaches and possibilities for modernizing the drives of the equipment and cockpit circuits in the AMK-24/56-131 multi-purpose air conditioner by replacing them with a hydrostatic drive (HSD) to improve operational performance. The study employs analysis and synthesis methods, as well as a technical solution selection approach for enhancing the AMAC design. The calculation of the hydrostatic drive for the equipment and cockpit circuits was performed by analyzing a size range of hydraulic machines suitable for replacing the power unit (PU) with an HSD in the AMK-24/56-131, along with a differential evaluation method comparing the parameters of hydraulic machines in the size range with those of the baseline model. The application of these calculation, design, manufacturing, and operational methods for the AMAC contributes to a significant increase in reliability and operational readiness while minimizing metal consumption and energy intensity, which is highly relevant today. The practical significance of the obtained results lies in improving the operational characteristics of the AMK-24/56-131 AMAC, specifically the transition to a hydrostatic drive for its circuits to enhance drive quality.

Keywords: airfield multi-purpose air conditioner, airfield technical support, power unit assembly, hydrostatic drive, internal combustion engine, efficiency factor, operational readiness coefficient, aircraft, hydraulic pump, hydraulic motor.

Вступ. У сучасних умовах особлива увага приділяється підвищенню якості, надійності та довговічності засобів аеродромно-технічного забезпечення польотів авіації (ЗАТЗП). Це завдання є комплексним і має важливе державне значення.

Сучасне бойове застосування авіації ПС ЗС України відзначається високою інтенсивністю дій, частими змінами місць базування, значним споживанням матеріальних ресурсів [1–3] та виконанням завдань у різні пори року й часи доби. Незалежно від обставин, експлуатація ЗАТЗП, зокрема АБК, повинна забезпечувати обслуговування повітряних суден (ПС) під час бойового чергування, планових польотів чи технічних робіт. При цьому важливо дотримуватись раціонального використання моторесурсів, пального та гарантувати безаварійну експлуатацію техніки. Підвищення показників надійності аеродромного багатоцільового кондиціонера (АБК) для забезпечення стабільної роботи, безаварійної експлуатації та покращення економічної ефективності залишається актуальним

завданням.

Досягнення високої надійності можливе завдяки зниженню впливу навантаження на компоненти АБК, вдосконаленню конструктивних рішень, підвищенню міцності й зносостійкості деталей, розширенню можливостей діагностики, проведенню прискорених випробувань на всіх етапах створення та вдосконаленню технічного обслуговування.

Мета роботи – на основі проведеного аналізу сучасного стану АБК та перспективних напрямків його модернізації обґрунтувати створення гідрооб'ємного приводу (ГОП) з метою поліпшення тактико-технічних характеристик (ТТХ) АБК.

Аналіз сучасного стану АБК АМК-24/56-131 в Повітряних Силах Збройних Сил України. ЗАТЗП авіації складаються з електричних, пневматичних і гідравлічних установок, агрегатів, пристроїв і пристосувань, призначених для техніч-

© В.М. Краснокутський, В.В. Кав'юк,
С.А. Вахнюк, М.П. Долінський, 2025

ного обслуговування, підготовку до польотів та контролю технічного стану ПС. Аналіз роботи існуючих підприємств промисловості України показав, що спроможні виготовляти ЗАТЗП на сучасній елементній базі з урахуванням перспектив розвитку державної авіації України, з характеристиками сучасних зразків та європейських аналогів ЗАТЗП.

Розвиток Збройних Сил України неможливий без міжнародної кооперації у проведенні системних досліджень з питань імплементації основних принципів НАТО щодо пошуку шляхів переоснащення Збройних Сил України (ЗСУ) на новітні зразки озброєння та військової техніки (ОВТ), їх випробування і сертифікації, а також створення сучасних інформаційних технологій прийняття рішень у військовій сфері.

У війні по відсічі збройної агресії росії протиборчі сторони активно застосовують бойову авіацію і широкий спектр засобів повітряного нападу для ведення бойових дій. Сили оборони України проводять низку спеціальних повітряних наступальних операцій з метою зниження бойових спроможностей ворога, авіаційну підтримку наступальних та оборонних дій наземних військ [4–6].

Відновлення ЗАТЗП в особливий період відбувається на підприємстві військово-промислового комплексу України 171-й Чернігівський ремонтний завод, який здійснює їх діагностику, ремонт та технічне обслуговування.

Виконання робіт на ПС проводяться під постійною загрозою ракетного удару. А відсутність достатньої кількості запасних вузлів та агрегатів, комплектувальних виробів, деталей для оперативного відновлення ЗАТЗП на оперативних аеродромах накладає свій відбиток [7].

Аеродромний багатоцільовий кондиціонер АМК-24/56-131 (рис. 1) призначений для охолодження або підігріву кондиціонованим повітрям висотного спорядження льотного складу, кабін ПС, спеціальної апаратури, а також для створення необхідних гігієнічних умов льотному складу, одягненому у висотне спорядження, під час перевезення в районі аеродрому і при чергуванні в кабінах ПС і салонах (при комплексному постачанні кондиціонера з салоном СЛ-4П) [8].



Рисунок 1 – Аеродромний багатоцільовий кондиціонер АМК-24/56-131

Основними причинами простою АМК-24/56-131 в несправному стані є:

- експлуатація АМК-24/56-131 понад

встановлені терміни (практично усі ЗАТЗП мають строк експлуатації більш ніж 30 років);

- для більшості наявних АМК-24/56-131 спостерігаються проблеми з постачанням запасних частин;

- відсутність необхідного запасу індивідуальних та групових експлуатаційних комплектів та їх накопичення на складах авіаційно-технічного майна військової частини;

- непридатність до використання групових ремонтних комплектів внаслідок їх тривалого зберігання і несвоєчасного поповнення.

Аналіз відгуків і рекомендацій обслуговуючого персоналу АБК АМК-24/56-131: враховуючи, що 70 % несправностей АМК-24/56-131 припадає на ЕУ контуру обладнання, пропонується заміна двигуна ЗМЗ-511, встановлений зараз в якості ЕУ в контурі обладнання, на ГОП [9–11].

При загальній задовільній укомплектованості, технічний стан більшості засобів рухомості (ЗР) АБК, наблизився до критичного рівня, що викликано, в першу чергу, відпрацюванням нею більшої частини ресурсів. Через збільшення потреби у різних видах ремонтів (СР, КР та РР) та технічного обслуговування (ТО) за останні п'ять років коефіцієнт технічної готовності парку ЗР АБК знизився до критичного рівня, що вказує на їх вкрай незадовільний стан. В результаті експлуатації АБК понад встановлені строки вони втрачають свої експлуатаційні властивості [12].

Встановлена загальна тенденція в арміях країн НАТО – відмова від бензинових двигунів в конструкції ЗР ЗАТЗП та у приводах спеціальної техніки. На фоні найбільшого розповсюдження дизельного приводу поширюється застосування гідрооб'ємних приводів та електродвигунів. В той же час більшість ЗР ЗАТЗП Повітряних Сил ЗС України мають бензинові (карбюраторні) силові агрегати.

Гідрооб'ємний привід (гідропривід) – сукупність деталей і пристроїв, призначених для руху машин і механізмів за допомогою гідравлічної енергії (енергії потоку рідини). Він складається з гідромашин: механізмів, що створюють потік рідини чи використовують його. Їх розподіляють на: об'ємні насоси і об'ємні гідродвигуни.

Аксіально-поршневі гідромашини знайшли широке застосування у гідроприводі, що пояснюється низкою їх переваг: менші радіальні розміри, маса, габарит і момент інерції оберткових мас, можливість роботи при великому числі оборотів; зручність монтажу і ремонту.

Розрахунок гідрооб'ємного приводу контурів обладнання та кабіни АБК АМК-25/56-131. Гідравлічна принципова схема ГОП приводів контурів обладнання та кабіни наведена на рис. 2.

Метою розрахунку є визначення робочих об'ємів гідромотора і насоса при заданих значеннях вихідної потужності, крутного моменту і частоти обертання робочого органу.

Відбір потужності на гідронасос здійснюється

на включеній п'ятій передачі автомобіля ЗіЛ-131Н.

Необхідна потужність для контуру кабіни складає 30 кВт в режимі охолодження, 38 кВт в режимі обігріву при робочих обертах 1850 об/хв на виході з секції №1 "Тандем" гідронасосу.

Необхідна потужність для контуру обладнання складає 55 кВт в режимі охолодження і 66 кВт в режимі обігріву при робочих обертах 2300 об/хв на виході секції №2 "Тандем" гідронасосу.

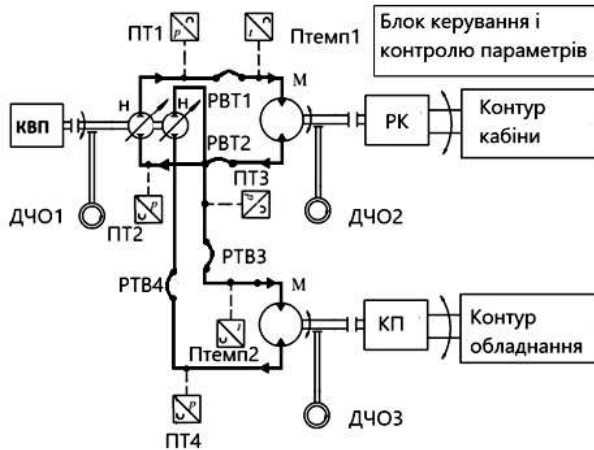


Рисунок 2 – Гідрравлічна принципова схема ГОП приводів контурів обладнання та кабіни

Розраховуємо ГОП з замкнутою схемою циркуляції робочої рідини (РР) [13, 14, 19, 22].

Значення крутного моменту, що розвивається гідромотором №1 і №2 M_m [Нм], розраховується за формулою:

$$P = M \cdot \omega = \frac{M \cdot 2\pi \cdot n}{60} = \frac{M \cdot n}{9,55};$$

$$M = \frac{9,55 \cdot P}{n}; \quad (1)$$

$M_{KK} = 196$ Нм – для контуру кабіни;

$M_{KO} = 274$ Нм – для контуру обладнання.

Для необхідного об'ємного гідроприводу контуру кабіни маємо наступні вихідні дані:

1. Крутний момент, що розвивається гідромотором M_m для контуру кабіни = 196 Нм,
2. Частота обертання гідромотора $n_{\max}$ для контуру кабіни = 1850 хв⁻¹;
3. Частота обертання валу коробки відбору потужності двигуна яка передається на "Тандем" насос $n_{\text{дв}} = 1850$ хв⁻¹.
4. Потужність гідроприводу контуру кабіни 38 кВт.

Для необхідного об'ємного гідроприводу контуру обладнання маємо наступні вихідні дані:

1. Крутний момент, що розвивається гідромотором M_m для контуру обладнання = 274 Нм,
2. Максимальна частота обертання гідромотора $n_{\max}$ для контуру обладнання = 2300 хв⁻¹;
3. Максимальна частота обертання приводного двигуна насоса $n_{\text{дв}} = 2300$ хв⁻¹.
4. Потужність гідроприводу 66 кВт.

Приведені вище дані систематизовані у табл. 1 і 2.

Розрахунок проводимо для ГОП для аксіально-поршневих гідромашин серії НШ виробництва Вінницького агрегатного заводу (м. Вінниця).

Визначення робочого об'єму гідромотора проводимо у два етапи.

Таблиця 1 – Початкові дані для розрахунку ГОП приводу контуру кабіни

M_m , Нм	196
$n_{\max}$, хв ⁻¹	1850
$n_{\text{дв}} = n_n$, хв ⁻¹	1850
$\Delta p_{m, \text{попер}}$, МПа	21
L , м	2
v_{30} , мм ² /с	30
v_{i1} , мм ² /с	10
v_{i2} , мм ² /с	150

Примітка: M_m – крутний момент гідромотору, L – довжина зливного трубопроводу від насоса підживлення; v_{30} , v_{i1} , v_{i2} – значення в'язкості робочої рідини.

Таблиця 2 – Початкові дані для розрахунку ГОП приводу контуру обладнання

M_m , Нм	274
$n_{\max}$, хв ⁻¹	2300
$n_{\text{дв}} = n_n$, хв ⁻¹	2300
$\Delta p_{m, \text{попер}}$, МПа	21
L , м	4
v_{30} , мм ² /с	30
v_{i1} , мм ² /с	10
v_{i2} , мм ² /с	150

Попередньо робочий об'єм визначаємо на підставі заданого крутного моменту зовнішнього статичного навантаження і вибраного типу гідромотора (конструкції і його технічних характеристик за номінальним значенням частоти обертання, тиску і гідромеханічного ККД) (табл. 1 і 2).

$$V_{m, \text{попер}} = \frac{M_m}{0,159 \cdot \Delta p_{m, \text{попер}} \cdot \eta_{\text{гмг, попер}}}; \quad (2)$$

$$V_{KK} = \frac{196}{0,159 \cdot 25 \cdot 0,9} = 54,7 \text{ см}^3;$$

$$V_{KO} = \frac{274}{0,159 \cdot 25 \cdot 0,9} = 76,5 \text{ см}^3.$$

де M_m – крутний момент зовнішнього статичного навантаження, рівний крутному моменту гідромотора, значення якого задано в початкових даних машини з ГОП, Нм,

$\Delta p_{m, \text{попер}}$ – перепад тисків, що заздалегідь задається на гідромоторі, МПа.

Зазвичай задають номінальне значення перепаду тисків згідно з технічною характеристикою гідромотора за каталогом. При використанні в ГОП гідромашин виробництва Вінницького агрегатного заводу значення номінального перепаду тисків знаходиться в межах

$$\Delta p_{m, \text{попер}} = 21 \dots 25 \text{ МПа}, \quad (3)$$

$\eta_{\text{гмг, попер}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого залежно від конструкції і частоти

обертання гідромоторів різних типів знаходиться в діапазоні

$$\eta_{\text{гмг, попер}} = 0,85 \dots 0,98, \quad (4)$$

для гідромоторів МП всіх типорозмірів $\eta_{\text{гмг, попер}} = 0,88$.

Отримане за формулою значення робочого об'єму округлюють до найближчого більшого значення V_m^* з номенклатурного ряду гідромоторів за каталогом.

На підставі отриманих даних були підібрані гідромотори типу ГМШ90-3 з робочим об'ємом 90 см^3 .

На підставі уточненого значення робочого об'єму і відповідного гідромеханічного ККД (у каталогах наведені залежності зміни гідромеханічного ККД від перепаду тисків і частоти обертання) визначили фактичний (робочий) перепад тисків на гідромоторі:

$$\Delta p_M = \frac{M_M}{0,159 \cdot V_m^* \cdot \eta_{\text{гмг}}^*} = 24,48 \text{ МПа}, \quad (5)$$

де $\eta_{\text{гмг}}^* = 0,88$ – гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого прийняли за каталогом і попередньо для спрощення розрахунків прийняли всі значення ККД постійними незалежно від частоти обертання і тиску РР в ГОП.

Отримане значення перепаду нижче номінального значення для обраного гідромотора, це підтверджує коректний вибір гідромотора по робочому об'єму. Для забезпечення підвищеної довговічності ГОП і в разі відсутності обмежень за габаритами і масою рекомендується задаватися тиском і частотою обертання не більше 75% від номінального значення. У розрахунках номінальне значення тиску дорівнює 20 МПа, максимальне значення – 55 МПа (згідно каталогу). Це 44% від номінального значення.

Визначення перепаду тисків, що розвивається гідронасосом. Визначили перепад тисків, що розвивається насосом для забезпечення функціонування гідромотора із заданим зовнішнім навантаженням і при роботі в замкнутому ланцюзі циркуляції РР

$$\Delta p_H = \Delta p_M + 2\Delta p_{\text{втр}} = 30,6 \text{ МПа} \quad (6)$$

де $\Delta p_{\text{втр}}$ – гідравлічні втрати тиску в трубопроводах між насосом і гідромотором, значення яких не повинно перевищувати 5% від робочого тиску на виході насоса для забезпечення високого значення загального ККД ГОП, тому попередньо:

$$2\Delta p_{\text{втр}} = 0,25 \cdot \Delta p_M \text{ МПа}, \quad (7)$$

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

В основі отримання формули (6) лежать наступні передумови:

1) Перепад тисків на гідромоторі дорівнює різниці тиску на вході P_H (нагнітання) і виході $P_{\text{зл.м}}$

(зливі):

$$\Delta p_M = \Delta p_{\text{нагн.м}} - P_{\text{зл.м}}, \text{ МПа}; \quad (8)$$

2) Тиск нагнітання насоса дорівнює сумі тисків нагнітання гідромотора $P_{\text{нагн.м}}$ і втрат $\Delta p_{\text{втр}}$ по довжині трубопроводу між насосом і гідромотором

$$P_{\text{нагн.н}} = P_{\text{нагн.м}} + \Delta p_{\text{втр}}, \text{ МПа}; \quad (9)$$

3) Тиск на вході (всмоктуванні) в насос є різницею тисків на виході $P_{\text{зл.м}}$ (зливі) з гідромотора і втрат $\Delta p_{\text{втр}}$ по довжині трубопроводу між гідромотором і насосом:

$$P_{\text{вх.н}} = P_{\text{зл.м}} - \Delta p_{\text{втр}}, \text{ МПа}; \quad (10)$$

4) Перепад тисків на насосі дорівнює різниці тисків на виході (нагнітання) і вході в насос:

$$\begin{aligned} \Delta p_H &= \Delta p_{\text{нагн.н}} - P_{\text{вх.н}} = \\ &= P_{\text{нагн.м}} + \Delta p_{\text{втр}} - P_{\text{зл.м}} + \Delta p_{\text{втр}} =, \quad (11) \\ &= \Delta p_M + 2\Delta p_{\text{втр}}, \text{ МПа}, \end{aligned}$$

5) Перепад тисків і тиск нагнітання насоса не повинні перевищувати номінальних значень за технічною характеристикою:

$$Q_{\text{нт}} = Q_H / \eta_{\text{он}} \Delta p_H \leq \Delta p_{\text{н.ном}}; \Delta p_{\text{нагн.н}} \leq \Delta p_{\text{н.ном}}. \quad (12)$$

Визначення витрати робочої рідини (РР). Визначили витрату РР, яку необхідно підвести до гідромоторів від насоса для забезпечення максимальної швидкості робочого органу

$$Q_H = Q_M = \frac{10^{-3} \cdot V_m^* \cdot n_{\text{макс}}}{\eta_{\text{ом}}} = 153,18 \text{ л/хв} \quad (13)$$

де Q_H – фактична подача насоса з урахуванням об'ємного ККД (коефіцієнту витрати), л/хв,

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

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

$$\eta_{\text{ом}} = \eta_M / \eta_{\text{гмг}} = 0,92. \quad (14)$$

Визначення максимальної теоретичної подачі насоса.

$$Q_{\text{нт}} = Q_H / \eta_{\text{он}} = 283,5 \text{ л/хв} \quad (15)$$

де $\eta_{\text{он}}$ – коефіцієнт подачі насоса, значення якого знаходиться в межах $\eta_{\text{он}} = 0,9 \dots 0,98$.

Визначення робочого об'єму гідронасоса. Робочий об'єм насоса, що забезпечує необхідну подачу РР при заданій частоті обертання приводного двигуна

$$V_{\text{н.попер}} = k \cdot \frac{10^3 Q_{\text{нт}}}{n_{\text{дв}}} = 86,8 \text{ см}^3, \quad (16)$$

де $n_{\text{дв}}$ – номінальна частота обертання приводного двигуна насоса, хв^{-1} ,

$k = 1,0 \dots 1,2$ – коефіцієнт, що враховує знос

гідромашин при експлуатації.

Робочий об'єм насоса округлюють за каталогом до найближчого більшого значення і позначають V_H^* .

У нашому випадку робочий об'єм згідно каталогу було підібрано 100 л/хв.

Визначили максимальну споживчу потужність ГОП при заданих значеннях крутного моменту [Нм] і частоти обертання [хв⁻¹]:

$$P_{\text{спож.осн}} = \frac{Q_n \cdot \Delta p_n}{60 \cdot \eta_n} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot \Delta p_n}{60 \cdot \eta_{\text{нзм}}}, \text{ кВт}, \quad (17)$$

де Δp_n – перепад тисків на насосі (10), МПа,

Q_n – фактична подача насоса (12) л/хв,

η_n – ККД насоса (загальний або повний),

$\eta_{\text{нзм}}$ – гідромеханічний ККД основного насоса, який визначається, як частка від ділення ККД насоса на коефіцієнт витрати;

$$\eta_{\text{нзм}} = \eta_n / \eta_{\text{он}}. \quad (18)$$

Визначили споживану насосом підживлення потужність:

$$P_{\text{нп}} = \frac{10^{-3} \cdot V_{\text{нп}} \cdot n_{\text{ов}} \cdot p_{\text{нп}}}{60 \cdot \eta_{\text{нпм}}} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot p_{\text{нп}}}{60 \cdot \eta_{\text{нпм}}}, \text{ кВт} \quad (19)$$

де $V_{\text{нп}}$ – робочий об'єм насоса підживлення, см³,

$n_{\text{ов}}$ – номінальна частота обертання насоса підживлення (збігається з частотою обертання основного насоса), хв⁻¹,

$p_{\text{нп}} = 1,6 \dots 2,4$ МПа – тиск насоса підживлення (попередньо задаються $p_{\text{нп}} = 2$ МПа),

$\eta_{\text{нпм}} = 0,88$ – гідромеханічний ККД насоса підживлення,

$Q_{\text{нт}}$ – теоретична подача насоса підживлення

$$Q_{\text{нт}} = 10^{-3} V_{\text{нп}} \cdot n_{\text{ов}}, \text{ л/хв}. \quad (20)$$

Визначили сумарну споживану потужність насосів (основного і підживлення).

$$P_{\Sigma \text{спож}} = P_{\text{спож.осн}} + P_{\text{нп}}, \text{ кВт}. \quad (21)$$

Споживана насосами потужність не повинна перевищувати споживаної потужності за каталогом:

$$P_{\text{спож}} < P_{\text{спож.кат}} \quad (22)$$

Визначили загальний ККД ГОП.

$$\eta_{\text{гоп}} = P_{\text{кор}} / P_{\Sigma \text{спож}}. \quad (23)$$

Визначили встановлену потужність приводного ДВЗ із застосуванням на практиці коефіцієнтом запасу:

$$P_{\text{ов}} = 1,3 \cdot P_{\text{спож}}; P_{\text{ов,др}} = 1,3 \cdot P_{\text{спож,др}}. \quad (24)$$

Споживана насосом потужність не повинна перевищувати потужності приводного ДВЗ, в іншому випадку необхідне коригування завдання на проектування ГОП шляхом зниження максимальної швидкості гідроциліндра (часу його переміщення) або установка приводного двигуна

підвищеної потужності [13, 14].

Екстремальні значення частоти обертання гідромотора $n_{\text{макс}}$ і $n_{\text{мін}}$, увезення з максимальною потужністю приводного двигуна насоса і його частотою обертання двигуна $n_{\text{ов}}$ [хв⁻¹];

Розрахунок і вибір допоміжного гідрообладнання. Внутрішній діаметр трубопроводу визначають за формулою:

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{[v]}}, \text{ мм}, \quad (25)$$

де Q – теоретичне значення подачі насоса ($Q_{\text{нт}}$ – в основних магістралях, $Q_{\text{нтм}}$ – для ліній всмоктування, нагнітання і зливу насоса підживлення),

$[v]$ – допустима швидкість течії РР [м/с], значення якої вибирають виходячи з наступних рекомендацій [15]:

– для всмоктуючих трубопроводів $[v_{\text{вс}}] = 1,2$ м/с або не більше значення швидкості встановленого постачальником насоса;

– для напорних трубопроводів $[v_n] = 5$ м/с;

– для зливних трубопроводів $[v_{\text{зл}}] = 4$ м/с.

Замість значення d підставляють, d_n , $d_{\text{сл}}$ і $d_{\text{вс}}$ – діаметри трубопроводів нагнітання, злива і всмоктування основного насоса при незамкненому ланцюгу циркуляції РР, відповідно; $d_{\text{вснп}}$ – всмоктування насоса підживлення; $d_{\text{нпм}}$ – нагнітання насоса підживлення; $d_{\text{злп}}$ – злива в гідробак.

Діаметри трубопроводів округлюємо: при розрахунковому значенні вище до 1 мм від стандартного округлюють у менший бік; при розрахунковому значенні більше 1,1 мм округлюють у більшу сторону, $d_n = 25,2$ мм, $d_{\text{зл}} = 28,2$ мм.

Зведені діаметри вибирають з ряду по ДСТУ 16516: 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200 і 250 мм.

В нашому випадку обираємо діаметр трубопроводу нагнітання та зливу = 32 мм.

Швидкість РР у всмоктуючому трубопроводі жорстко ув'язана з можливостями функціонування насосів без кавітації, швидкості в напірному і зливному трубопроводах встановлюють в результаті розрахунку ККД ГОП і виконання умови, тому в ГОП високих тисків допускаються швидкості до 8 м/с і більше.

Розрахунок об'єму гідробака. Об'єм гідробака розраховуємо за формулою:

$$V_{\text{г}} = 1,1 \dots 1,15 \cdot a \cdot Q_n, \text{ дм}^3 \quad (26)$$

де Q_n – теоретичне значення подачі насоса, л/хв,

$a = 0,3 \dots 0,5$ – для замкнутого ланцюга циркуляції РР, підставляючи в формулу подачу насоса підживлення $Q_n = Q_{\text{нтм}}$, л/хв,

$a = 1,5 \dots 2$ – для незамкнутого ланцюга циркуляції РР,

$Q_{\text{зл}}$ – об'єм РР, що зливається в гідробак з трубопроводів і гідромашин, який для замкнутого

ланцюга РР близький до нуля, дм^3 ,

1,1...1,15 – коефіцієнт збільшення об'єму гідробака на вміст у ньому 10...15% об'єму повітря.

Об'єм гідробака – $V_0 = 91,6$, дм^3 .

Гідробак – це ємність для живлення ГОП робочою рідиною. На рис. 3 наведена схема підібраного гідробаку з описом елементів, що в нього входять.

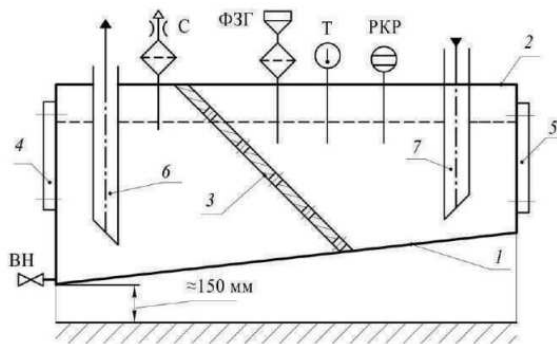


Рисунок 3 – Основні елементи гідробака для ГОП:
1 – дно гідробака; 2 – кришка; 3 – сітчаста перегородка;
4, 5 – люк; 6, 7 – всмоктувальний та зливний трубопровід; С – сапун; Т – термометр;
ФЗГ – фільтр для очищення РР; РКР – показчик рівня

Дно гідробака виконано під кутом у бік заливного вентиля, у кришці змонтований всмоктувальний та зливний трубопроводи, сапун, заливна горловина з фільтром, термометр, показчик рівня РР. У середині гідробаку встановлена сітчаста перегородка що сприяє видаленню піни з РР. Об'єм баку становить 100 літрів.

Для очищення внутрішніх порожнин гідробака передбачені люки, для зменшення гідравлічного опору всмоктувальні та зливні труби зрізані під кутом і віддалені від днища гідробаку. Мінімальний рівень РР в гідробакі вищий від всмоктувального трубопроводу на 50 мм. Об'єм баку складає 100 дм^3 .

РР призначена для застосування в ГОП. Вона повинна забезпечити необхідну щільність, в'язкість стисливість, стабільність, питому вагу. В якості РР вибрано гідравлічна РР класу HLP і HVLP згідно зі стандартом DIN 51524. В якості сорту РР для ГОП для літньої експлуатації вибираємо оливу мінеральну вітчизняного виробництва МГЕ-46В, ТУ 38.001347-83, для всесезонної експлуатації вибираємо оливу мінеральну UTTO фірми ADDINOL LUBE OIL (ФРН).

Для забезпечення надійної роботи ГОП в системі її охолодження застосований теплообмінник РР повітряного типу (пристрій що призначений для зниження температури РР завдяки теплообміну з іншим середовищем). За допомогою теплообмінника в ГОП підтримується оптимальний робочий режим РР, відповідний до вимог виробників гідромашин [16].

Розрахунок і вибір оливоохолоджувача. Для розрахунку теплової потужності, що виділяється використовуємо метод на основі визначення втрат

пропорційно споживаній потужності ГОП в 15...20% при машинному керуванні витратою РР і до 30% при дросельному керуванні витратою РР [17].

$$\Delta p_{\text{маш}} = (0,15 \dots 0,2) \cdot P_{\text{споживча}}, \text{ кВт},$$

$$\Delta p_{\text{др}} = 0,3 \cdot P_{\text{споживча}}, \text{ кВт}, \quad (27)$$

де $\Delta p_{\text{маш}}$ і $\Delta p_{\text{др}}$ – втрати потужності при машинному і дросельному способах управління ГОП, відповідно, кВт,

$P_{\text{споживча}}$ – споживана потужність ГОП, кВт.

За каталогом підбирали необхідний за розсіюванням теплової потужності охолоджувач і визначили витрати РР, які необхідно прокачувати через охолоджувач, і перепад тисків на охолоджувачі. Так як охолоджувачі мають обмеження по тиску на вході ($[P_{\text{вх}}] \leq 0,6$ МПа), то підбрали трубопровід на виході з охолоджувача відповідного перерізу. При цьому тиск на вході в охолоджувач не перевищує допустимого по міцності значення:

$$P_{\text{вх}} = \Delta p_{\text{охол}} + \Delta p_{\text{тр.Л}} < [P_{\text{вх}}], \text{ МПа} \quad (28)$$

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

$\Delta p_{\text{тр.Л}}$ – втрати тиску по довжині трубопроводу на виході з оливоохолоджувача, МПа.

$$\Delta p_{\text{тр.Л}} = 0,714 \cdot \frac{L}{d^{*4}} \cdot Q_{\text{нт}} \cdot \nu_{\text{в'язк}}, \text{ МПа} \quad (29)$$

де L – довжина зливного трубопроводу, м,

d^* – внутрішній діаметр трубопроводу (округлене до стандартного значення), мм,

$Q_{\text{нт}}$ – витрата РР, л/хв,

$\nu_{\text{в'язк}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, $\text{мм}^2/\text{с}$.

З метою спрощення розрахунків і у зв'язку з малістю перепаду тисків на охолоджувачі (зазвичай не більше 0,1 МПа в широкому діапазоні значень в'язкості при малих витратах РР, що прокачується насосом підживлення), прийняли допустиме значення втрат тиску в трубопроводі в наступному вигляді:

$$[\Delta p_{\text{тр.Л}}] < [P_{\text{вх}}] - 0,1, \text{ МПа при } [P_{\text{вх}}] = 0,6, \text{ МПа}. \quad (30)$$

Згідно розрахованого $Q = 166,5$ л/хв, по каталогу обираємо високоякісний повітряно-оливний теплообмінник виробництва фірми ОМТ (Італія) (рис. 4), який призначений для охолодження гідравлічної РР, що циркулює в гідросистемі. Охолодження гідравлічної оливи здійснюється теплообміном з потоком повітря яке циркулює та відбирає тепло від зовнішніх стінок радіатора [21].

Привод вентилятора теплообмінного апарату (оливоохолоджувача) – електродвигун на 12В.

Результати розрахунків гідрооб'ємного приводу. По результатам розрахунків гідрооб'ємного приводу у проведений вибір аксіально-поршневих гідромашин: гідромотора

моделі ГМШ 90-3 та насоса моделі НШ100-100Д-4.

ККД об'ємного гідроприводу складає – 80 %.

Корисна потужність гідроприводу складає 104,5 кВт, що задовольняє вимогам завдання (не менше 66 кВт).



Рисунок 4 – Повітряно-оливний теплообмінник виробництва ОМТ (Італія)

Об'єм гідробака (приймаємо з конструктивних розрахунків) – 100 дм³.

Потужність оливоохолоджувача – не менш ніж 6,3 кВт.

Перепад тисків на режимі, що встановився (або робочий режим) дорівнює 13,3 МПа.

Діаметри трубопроводів: основних – $d_{осн}^* = 32$ мм; насоса підживлення: всмоктувального – $d_{вспл}^* = 32$ мм; зливного $d_{зпл}^* = 32$ мм.

Найбільші втрати тиску за довжиною досягають 0,23 МПа при в'язкості РР в 150 мм²/с.

Пропозиції щодо модернізації конструкції приводу контурів обладнання та кабіни

багатоцільового кондиціонера АМК-24/56-131 з використанням гідрооб'ємного приводу.

Пропонується заміна двигуна внутрішнього згорання ЗМЗ-511 блоку енергетичної установки контуру обладнання на гідромотор марки ГМШ90-3 з приводом від 2 секції “Тандем” насоса марки гідронасос НШ100-100Д-4 який встановлений на вал коробки відбору потужності автомобіля ЗІЛ-131Н. Для приводу контуру кабіни пропонується заміна карданної передачі на гідрооб'ємний привід з використанням 1 секції “Тандем” гідронасоса НШ100-100Д-4 та гідромотору ГМШ90-3. На вал відбору потужності КВП встановлюється гідронасос з двома секціями, які поєднанні способом “Тандем”. Їх тип: аксіально-поршневий (плунжерний) з регульованим похилим диском.

Крутний момент від коробки відбору потужності передається на “Тандем” гідронасос марки НШ100-100Д-4. З секції №1 “Тандем” гідронасоса тиск робочої рідини по трубопроводах передається на гідромотор №1 ГМШ90-3. З гідромотору №1 ГМШ90-3 крутний момент передається на роздавальну коробку контуру кабіни. З секції №2 “Тандем” гідронасоса НШ100-100Д-4 тиск робочої рідини по трубопроводах передається на гідромотор №2 ГМШ90-3, від нього крутний момент передається на коробку передач контуру обладнання [18].

Кінематична схема розподілу потужності в АМК-24/56-131 з ГОП контурів обладнання та кабіни наведена на рис. 5.

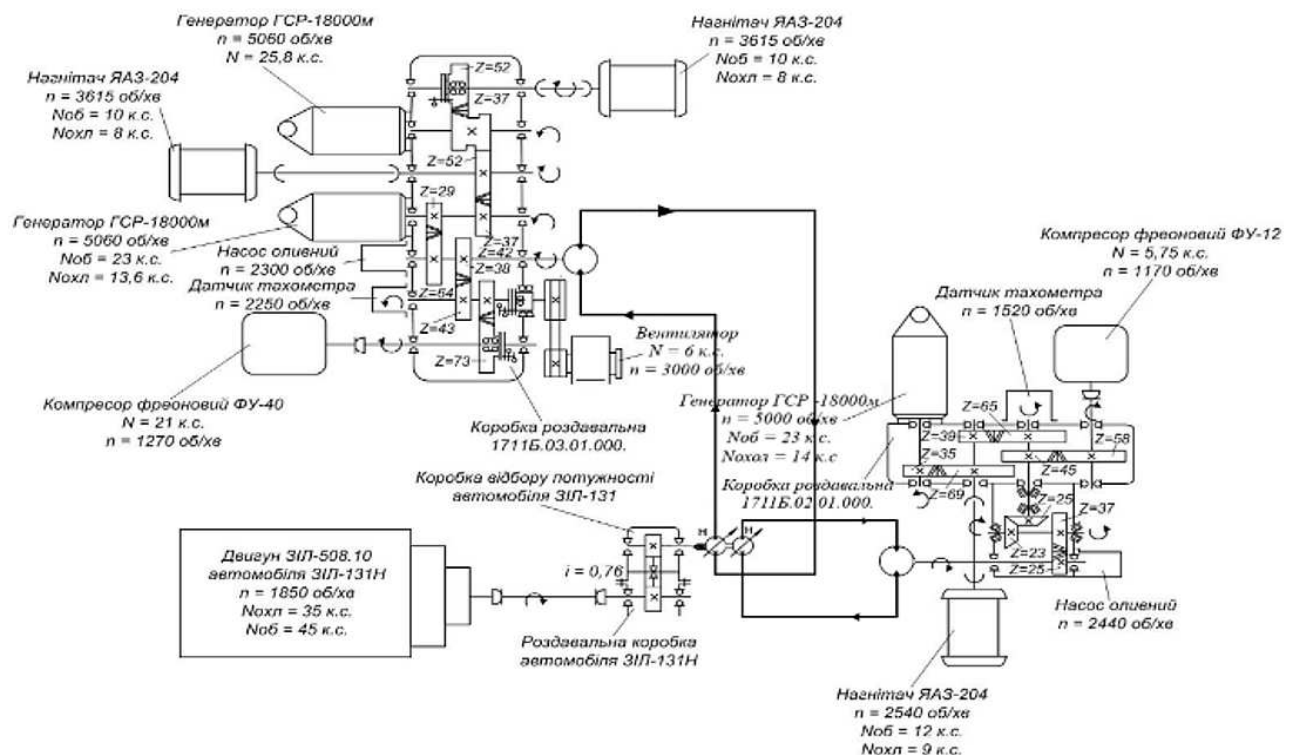


Рисунок 5 – Кінематична схема розподілу потужності в АМК-24/56-131Н з ГОП контурів обладнання та кабіни

Гідронасоси можуть працювати як окремо один від одного, так і одночасно. У гідроприводі об'ємної дії тиск створюється гідронасосом і

передається на виконавчий орган гідромотор через робочу рідину по трубопроводах високого тиску. Гідромотор встановлюється замість енергетичної

установки ЗМЗ-511 в контурі обладнання. В контурі кабіни гідромотор встановлюється на первинний вал роздавальної коробки.

За результатами розрахунку вибрали гідронасос типу “Тандем” НШ100-32Д-3 та гідромотори типу ГМШ 50-3 та обрані трубопроводи, які виготовляються Вінницьким агрегатним заводом (м. Вінниця). Охолоджувач – ST1802400A.

Опис системи дистанційного керування включенням та вимиканням гідронасосів для приводу контуру кабіни та контуру обладнання. При роботі ГОП обертання секції №1 і секції №2 “Тандем” гідронасоса передається від приводного двигуна ДВЗ автомобіля ЗІЛ-131Н і робоча рідина (РР) нагнітається до гідромоторів в напрямку контурів кабіни та обладнання, залежно від необхідного режиму роботи АБК. Безступінчаста зміна робочого об’єму насоса і напрямку подачі РР для обертання гідромотора здійснюється за допомогою регулятора відстежувального принципу дії, що має механічний зворотний зв’язок (ЗЗ) між керівним регулюючим пристроєм (відстежувальним золотником) встановленого в кабіні і гідроциліндром безпосередньої дії на похилий диск насоса. Привод відстежувального золотника гідророзподільника здійснюється дистанційно електромагнітами, що дозволяє спростити кінематичні зв’язки між насосом і органами керування (замінивши механічну систему на електричну) й автоматизувати роботу ГОП.

Пропозиції по заміні базового шасі АМК-24/56. Для покращення тактико-технічних характеристик базового шасі пропонується розміщення спеціального обладнання на шасі КрАЗ-5233НЕ замість шасі ЗІЛ-131Н [19].

Автомобіль-шасі КрАЗ-5233НЕ призначений для встановлення на ньому різноманітного обладнання спеціального призначення, в тому числі КУНГів для військового обладнання (рис. 6).



Рисунок 6 – Базове автомобільне шасі КрАЗ-5233НЕ

Переобладнання на автомобільне шасі КрАЗ-5233НЕ можливо провести на вітчизняних підприємствах ДП 171-й Чернігівський авторемонтний завод та Крюківський вагонобудівний заводом у кооперації з Кременчуцьким автомобільним заводом [20].

Висновки. Перевагами ГОП над енергетичною установкою ЗМЗ-511 є висока надійність, можливість безступеневого регулювання швидкості обертання, плавність

роботи механізмів, зручне дистанційне керування, мала інерційність, високий коефіцієнт корисної дії.

Це дасть можливість покращити умови використання аеродромних багатоцільових кондиціонерів та довговічність і високу надійність контуру кабіни та контуру обладнання спеціального обладнання під час аеродромно-технічного забезпечення польотів авіації.

У результаті проведеного аналізу виділений ряд гідромашин які, можуть бути використані як альтернатива “морально” і технічно застарілому двигуну ЗМЗ-511.

Надані тип та розміри гідробаку, тип РР, та її охолодження описані системи автоматичного дистанційного керування з включенням та вимиканням гідронасосів для приводу контуру кабіни та контуру обладнання.

У результаті проведеного аналізу для модернізації існуючої конструкції АМК-24/56-131 та заміни додаткової енергетичної установки ЗМЗ-511 можна рекомендувати гідрооб’ємний привод з “Тандем” гідронасосом марки НШ100-100Д-4 та гідромоторами ГШ-450ПК який забезпечує необхідний крутний момент. Вони адаптовані для встановлення ГОП різних машин, мають високу надійність. Гарантійне та післягарантійне обслуговування, поточний і капітальний ремонт можуть проводитись на 171-му АРЗ.

Застосування вказаних розрахунків сприяє суттєвому підвищенню надійності і КТГ АБК при мінімальних показниках металомісткості та енергоємності, що є актуальним в даний час.

Отримане значення перепаду 24,5 МПа нижче номінального значення для обраного гідромотора ГМШ-90-3, це означає, що вибір гідромотора по робочому об’єму проведений коректно.

Для забезпечення підвищеної довговічності ГОП і в разі відсутності обмежень за габаритами і масою задавалися тиском і частотою обертання не більше 75% від номінального значення.

Споживана насосом потужність (18,2 кВт) не перевищує потужність коробки відбору потужності ЗІЛ-131Н (38 кВт), потреби коригування завдання на проєктування ГОП шляхом зниження максимальної швидкості гідромотора або установки приводного двигуна підвищеної потужності немає.

Наступним етапом модернізації АМК може бути оснащення устаткуванням спеціального обладнання АМК-24/56-131 чи кондиціонерами АСЕ-802-3929, АСЕ-814-924S, АСУ-401 автомобіля КрАЗ-5233НЕ підвищеної прохідності.

Список літератури

1. Наказ Начальника ГШ – Головнокомандувача Збройних Сил України № 179. *Про затвердження Інструкції з визначення річних норм витрат моторесурсів засобів аеродромно-технічного обслуговування літальних апаратів Збройних Сил України.*
2. Методичні рекомендації щодо встановлення та визначення норм напружування (строків служби) до ремонту автомобільної техніки та автомобільного майна. Київ: Озброєння ЗС України, 2017. 30 с.
3. Наказ Міністерства оборони України від 09.12.2011 р. № 760. *Про затвердження та введення в дію Інструкції з*

- визначення річних норм витрати моторесурсів автомобільної техніки на мирний час.
4. Залужний В. *Воєнно-історичний опис російсько-української війни (травень 2023 року)*. Київ. МО України. 2023. С. 127–143.
 5. Залужний В. *Воєнно-історичний опис російсько-української війни (вересень 2023 року)*. Київ. МО України. 2023. С. 132–140.
 6. Сирський О. *Воєнно-історичний опис російсько-української війни (грудень 2023 року)*. Київ. МО України. 2024. С. 107–114.
 7. Ковтонюк І.Б. *Інженерно-авіаційне забезпечення бойових дій авіації ПС ЗСУ в ході російсько-української війни у період 2022–2024 років*. Харків. ХНУПС. 2024. 78 с.
 8. *Техніка аеропортів. Частина 3. Аеродромні базаточільові кондиціонери* авторів: В.В. Кав'юк, В.М. Краснокутський, С.А. Вахнюк, О. Б. Волков, М.П. Долінський, О. А. Бусилко. Харків. ХНУПС. 2025. 254 с.
 9. *Звіт про НДР (остаточний) (шифр "Кондиціонер")*. ХНУПС; № 0123U104062; Інв. № 19911. Харків: ХНУПС. 2023. 187 с.
 10. Наказ Міністерства оборони України від 19.11.2009 р. № 581. *Про затвердження Інструкції з перевірки та оцінки стану озброєння та військової техніки у Збройних Силах України*.
 11. Наказ Міністерства оборони України від 01.07.2002 № 219. *Керівництво з експлуатації автомобільної техніки в ЗС України*.
 12. Cheng Z., Lu Z. Regression-Based Correction and I-PSO-Based Optimization of HMCVT's Speed Regulating Characteristics for Agricultural Machinery. *Agriculture*. 2022. №12. 580.
 13. Chiriță A., Pavel C. Agricultural platform equipped with a hydrostatic transmission capable of continuously adjustable travel velocity and non linear disturbance compensation capabilities. *INMATEH - Agricultural Engineering*. 2023. Vol. 69(1). P. 427-436.
 14. *Гідро- та пневмосистеми в автотракторобудуванні : навчальний посібник*. В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, А. І. Бондаренко, Є. С. Пелипенко: за ред. В. Б. Самородова. НТУ «ХПІ». Харків : ФОП Панов А. М., 2020. 524 с.
 15. Wu W., Luo J., Wei Ch., Liu H., Yuan Sh. Design and control of a hydromechanical transmission for all-terrain vehicle. *Mechanism and Machine Theory*. 2020. Vol. 154. 104052.
 16. Жданюк М.М., Чередник Ю.М., Макаров С.М., Мотяков Ю.М., Швець С.А. Системний підхід до розробки загальних вимог до засобів наземного обслуговування полів. *Збірник наукових праць Державного науково-дослідного інституту випробувань і сертифікації озброєння та військової техніки*. 2021. Випуск №4/10. С. 45–55.
 17. Xia G., Zong H., Tang X., Zhao L., Sun B. Integrated control strategy of tractor hydromechanical continuously variable transmission. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2021. № 235(2-3). P. 649-671.
 18. Самородов В.Б., Аврунін Г.А., Гармаш Д.О. Аналіз універсальних характеристик гідрооб'ємних передач, які працюють у складі безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій для різних робочих об'ємів гідролінійних машин аксальнопоршневого типу. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Автомобіле- та тракторобудування* : зб. наук. пр. Харків: НТУ "ХПІ". 2020. № 2. С. 43-51.
 19. Аврунін Г. А., Пімонов І. Г., Щербак О. В., Мороз І.І. Особливості динаміки об'ємного гідропривода залежно від режимів зовнішнього навантаження. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Гідролінійні машини та гідроагрегати*. Нац. техн. ун-тет "Харків. політехн. ін-т". Харків: НТУ "ХПІ". 2022. № 1. С. 42-48.
 20. Скворчевський А.Е. CALS – концепція логістичної підтримки життєвого циклу озброєння та військової техніки: національні аспекти впровадження. *Сучасні інформаційні технології у сфері безпеки та оборони*. 2019. Вип. № 1(34). С. 45–52.
 21. Шевцов В. М., Рєзва К. С. Аналіз теплового стану складових гідролінійних систем в складі трансмісій самохідних машин. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Автомобіле- та тракторобудування* : зб. наук. пр. Харків : НТУ "ХПІ". 2022. № 1. С. 53-60.
 22. Лур'є С. Я., Самородов В. Б., Аврунін Г. А., Цента Є. М. Динамічна нелінійна математична модель об'ємного гідропривода з машинним регулюванням. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Гідролінійні машини та гідроагрегати*: зб. наук. пр. Харків : НТУ "ХПІ". 2020. № 1. С. 53-62.

References (transliterated)

1. Nakaz Nachal'ny'ka GSh – Golovnokomanduvacha Zbrojny'x Sy'l Ukrayiny' No. 179. *Pro zatverdzhennya Instrukciyi z vy'znachennya richny'x norm vy'trat motoreursiv zasobiv aerodromno-texnichnogo obslugovuvannya lital'ny'x aparativ Zbrojny'x Sy'l Ukrayiny'*.
2. *Metody'chni rekomendaciyi shhodo vstanovlennya ta vy'znachennya norm napracyuvannya (strokov sluzhby') do remontu avtomobil'noyi tekhniky' ta avtomobil'nogo majna*. Ky'yiv: Ozbroyennya ZS Ukrayiny', 2017, 30 p.
3. Nakaz Ministerstva oborony' Ukrayiny' vid 09.12.2011 r. No. 760. *Pro zatverdzhennya ta vvedennya v diyu Instrukciyi z vy'znachennya richny'x norm vy'trat motoreursiv avtomobil'noyi tekhniky' na my'my'j chas*.
4. Zaluzhny'j V. *Voyenno-istory'chny'j opy's rosijs'ko-ukrayins'koyi vijny' (traven' 2023 roku)* [Military-historical description of the Russian-Ukrainian war (May 2023)]. Ky'yiv. MO Ukrayiny', 2023, pp. 127–143.
5. Zaluzhny'j V. *Voyenno-istory'chny'j opy's rosijs'ko-ukrayins'koyi vijny' (veresen' 2023 roku)*. [Military-historical description of the Russian-Ukrainian war (September 2023)]. Ky'yiv. MO Ukrayiny', 2023, pp. 132–140.
6. Sy'rs'ky'j O. *Voyenno-istory'chny'j opy's rosijs'ko-ukrayins'koyi vijny' (gruden' 2023 roku)*. [Military-historical description of the Russian-Ukrainian war (December 2023)]. Ky'yiv. MO Ukrayiny', 2024, pp. 107–114.
7. Kovtonyuk I.B. *Inzhenerno-aviacijne zabezpechennya bojovy'x dij aviaciyi PS ZSU v xodi rosijs'ko-ukrayins'koyi vijny' u period 2022–2024 rokiv* [Engineering and aviation support for combat operations of the Armed Forces of Ukraine during the Russian-Ukrainian war in the period 2022–2024]. Kharkiv. KhNUPS, 2024, 78 p.
8. *Texnika aeroportiv. Chasty'na 3. Aerodromni bagatocil'ovi kondy'cionery* avtoriv: V.V. Kav'yuk, V.M. Krasnokuts'ky'j, S.A. Vaxnyuk, O. B. Volkov, M.P. Dolins'ky'j, O. A. Busy'lko [Airport equipment. Part 3. Aerodrome multi-purpose air conditioners]. Kharkiv. KhNUPS, 2025, 254 p.
9. *Zvit pro NDR (ostatochny'j) (shy'fr "Kondy'cioner")* [Research report (final) (code "Air conditioner")]. KhUPS; No 0123U104062; Inv. No 19911. Kharkiv: KhNUPS, 2023, 187 p.
10. Nakaz Ministerstva oborony' Ukrayiny' vid 19.11.2009 r. No. 581. *Pro zatverdzhennya Instrukciyi z perevirky' ta ocinky' stanu ozbroynennya ta vijs'kovoyi tekhniky' u Zbrojny'x Sy'lax Ukrayiny'*.
11. Nakaz Ministerstva oborony' Ukrayiny' vid 01.07.2002 No. 219. *Kerivny'ctvo z ekspluatatsiyi avtomobil'noyi tekhniky' v ZS Ukrayiny'*.
12. Cheng Z., Lu Z. Regression-Based Correction and I-PSO-Based Optimization of HMCVT's Speed Regulating Characteristics for Agricultural Machinery. *Agriculture*, 2022, no. 12, 580.
13. Chiriță A., Pavel C. Agricultural platform equipped with a hydrostatic transmission capable of continuously adjustable travel velocity and non linear disturbance compensation capabilities. *INMATEH - Agricultural Engineering*, 2023, vol. 69(1), pp. 427-436.
14. *Gidro- ta pnevmosy'stemy' v avtotraktorobuduvanni : navchal'ny'j posibny'k* [Hydraulic and pneumatic systems in automotive and tractor manufacturing: a textbook] / V. B. Samorodov, G. A. Avrunin, I. G. Ky'ry'chenko, A. I. Bondarenko, Ye. S. Pely'penko: za red. V. B. Samorodova.; NTU «KhPI». Kharkiv: FOP Panov A. M., 2020, 524 p.
15. Wu W., Luo J., Wei Ch., Liu H., Yuan Sh. Design and control of a hydromechanical transmission for all-terrain vehicle. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, Vol. 154, 104052.
16. Zhdanyuk M.M., Cheredny'k Yu.M., Makarov S.M., Motyakov Yu.M., Shvecz' S.A. Sy'stemny'j pidxid do

- rozrobky` zagal'ny`x vy`mog do zasobiv nazemnogo obslugovuvannya pol'otiv [A systems approach to developing general requirements for ground handling facilities]. *Zbirny`k naukovy`x prac` Derzhavnogo naukovo-doslidnogo insty`tutu vy`probuvan` i sertyfikaciyi ozbroynyya ta vijs'kovoyi tekhniky`*, 2021, Vy`pusk, no. 4/10, pp. 45–55.
17. Xia G., Zong H., Tang X., Zhao L., Sun B. Integrated control strategy of tractor hydromechanical continuously variable transmission. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: *Journal of Automobile Engineering*, 2021, no. 235(2-3), pp. 649-671.
 18. Samorodov V.B., Avrunin G.A., Garmash D.O. Analiz universal'ny`x karaktery`sty`k gidroob'yemny`x peredach, yaki pracyuyut` u skladi bezstupinchasty`x gidroob'yemno-mexanichny`x transmisij dlya rizny`x robochy`x ob'yemiv gidravlichny`x mashyn aksial'noporshnevogo ty`pu [Analysis of universal characteristics of hydrovolumetric gears operating as part of continuously variable hydrovolumetric-mechanical transmissions for various working volumes of axial-piston hydraulic machines]. *Visny`k Nacional'nogo tekhnichnogo universy`tetu "KhPI". Ser.: Avtomobile- ta traktorobuduvannya* : zb. nauk. pr. Kharkiv: NTU "KhPI". 2020, no. 2, pp. 43-51.
 19. Avrunin G. A., Pimonov I. G., Shherbak O. V., Moroz I.I. Osobly`vosti dy`namiky ob'yemnogo gidropri`voda zalezchno vid rezhymiv zovnishn`ogo navantazhennya. *Visny`k Nacional'nogo tekhnichnogo universy`tetu "KhPI". Seriya: Gidravlichni mashyny` ta gidroagregaty`*. Nacz. texn. un-tet "Kharkiv. politexn. in-t". Kharkiv: NTU "KhPI", 2022, no. 1, pp. 42-48.
 20. Skvorchevs'ky`j A.E. CALS – koncepciya logisty`chnoyi pidtry`mky` zhy`ttyevogo cy`klu ozbroynyya ta vijs'kovoyi tekhniky`: nacional'ni aspekty` vprovadzhennya [CALS – the concept of logistics support for the life cycle of weapons and military equipment: national aspects of implementation]. *Suchasni informacijni tekhnologiyi u sferi bezpeky` ta oborony`*, 2019, Vy`p. no. 1(34), pp. 45–52.
 21. Shevczov V. M., Ryezva K. S. Analiz teplovogo stanu skladovy`x gidravlichny`x sy`stem v skladi transmisij samoxidny`x mashyn [Analysis of the thermal state of hydraulic system components in the transmissions of self-propelled vehicles]. *Visny`k Nacional'nogo tekhnichnogo universy`tetu "KhPI". Ser.: Avtomobile- ta traktorobuduvannya*: zb. nauk. pr. Kharkiv: NTU "KhPI", 2022, no. 1, pp. 53-60.
 22. Lur'ye Z. Ya., Samorodov V. B., Avrunin G. A., Centa Ye. M. Dy`namichna nelineйна matematy`chna model` ob'yemnogo gidropri`voda z mashynny`m reguluvannyam [Dynamic nonlinear mathematical model of a volumetric hydraulic drive with machine control]. *Visny`k Nacional'nogo tekhnichnogo universy`tetu "KhPI". Ser.: Gidravlichni mashyny` ta gidroagregaty`*: zb. nauk. pr. Kharkiv: NTU "KhPI", 2020, no. 1, pp. 53-62.

Надійшло (received) 22.05.2025

Відомості про авторів /About the Authors

Краснокутський Володимир Миколайович / Krasnokutskiy Volodymyr – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9484-4113>; e-mail: hvukvn62@gmail.com.

Кав'юк Вадим Володимирович / Vadim Kavuyuk – Харківський національний університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, начальник кафедри аеродромно-технічного забезпечення авіації, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0367-8314>; e-mail: super-kvv1971@ukr.net

Вахнюк Сергій Анатолійович / Serhii Vakhniuk – Харківський національний університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, старший викладач кафедри аеродромно-технічного забезпечення авіації, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3584-7730>; e-mail: vakhniuk.ser@gmail.com

Долінський Михайло Петрович / Dolinskyi Mykhailo – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-5260-7245>; e-mail: makenzzyzz@gmail.com