

УДК 622.21

З.Я. Лур'є, д-р техн. наук, проф., **П.М. Андренко**, д-р техн. наук, проф., **О.Б. Панамарьова**, аспірант,
Національний технічний університет «Харківський
політехнічний інститут»

ПОРІВНЯННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОАГРЕГАТА, ПРОВЕДЕНОГО ЗА РІЗНИМИ МЕТОДИКАМИ

В статті наведено розроблену інтегральну методикау теплового розрахунку об'ємного гідроагрегата з врахуванням розподілу теплової енергії в залежності від циклограми роботи та змінних в часі параметрів робочої рідини. Зроблена оцінка впливу на об'єм гідравлічного бака газозмісту робочої рідини, компонування гідравлічних елементів та способу визначення теплового режиму.

Ключові слова: об'ємний гідроагрегат, тепловий розрахунок, робоча рідина, газозміст, тепловиділення.

Проблема та її зв'язок з науковими і практичними задачами.

Надійна та ефективна робота об'ємних гідроагрегатів (ГА) можлива в умовах оптимального теплового режиму, який забезпечує постійність його робочих характеристик. Серед об'ємних ГА найбільшого поширення набули ГА з дросельним регулюванням швидкості руху виконавчих механізмів. Слід зазначити, що дроселюючі елементи таких ГА є джерелом найбільшого теплоутворення. При цьому, практично всі втрати енергії в них перетворюються на тепло, яке викликає нагрівання деталей гідроапаратів і робочої рідини (РР) та частково відводиться випромінюванням і конвекцією через зовнішні поверхні гідроапаратів і гідравлічного бака. Визначення величини теплової енергії, яка виділяється і розсівається в процесі роботи ГА є складним багатофакторним завданням. При його вирішенні проводять вибір об'єму гідравлічного бака як одного з показників технічного рівня об'ємного ГА. Отже, об'єм гідравлічного бака можна прийняти як критерій при порівнянні методик теплового розрахунку ГА.

Аналіз досліджень та публікацій. Проведений аналіз літературних джерел показав, що більшість авторів [1, 2] та ін. проводять тепловий розрахунок ГА в припущенні, що тепла енергія, яка виділяється при його функціонуванні, головним чином, витрачається на нагрівання бака з маслом. При досяганні стійкої температури масла в баку вся теплота, що виділяється, розсіюється в навколишній простір. При цьому об'єм гідравлічного бака оцінюється трихвилин-

ною подачею насоса. У подальших дослідженнях цю методику позначимо №1. Проте, дана методика не враховує: зміну основних параметрів ГА (тиск, витрату, потужність приводу насоса) на кожному переході при циклічній роботі технологічної машини; тепловиділення на окремих гідравлічних елементах і параметри РР.

Відзначимо, що розрахунок теплового режиму ГА необхідно проводити з урахуванням тепловиділення на всіх його елементах, а не тільки гідравлічного бака, з урахуванням циклічності режиму роботи, інших чинників, що дозволяють підвищити точність розрахунків.

У роботі [3] кількість теплоти, яка виділяється в ГА, рекомендується визначати з урахуванням циклограми його роботи. Весь технологічний цикл роботи ГА розбивають на окремі етапи з врахуванням: часу кожного переходу циклу, кількості РР, яка подається насосом і надходить до виконавчого механізму (гідроциліндру). Для визначення кількості теплоти, що виділяється, використовується інтегральний метод, суть якого полягає у визначенні різниці потужності, яка витрачена на привід насоса і реалізована за допомогою виконавчого механізму (гідроциліндра), на окремих етапах циклу. Проте, в даному випадку не враховується тепловиділення через поверхні трубопроводів і гідравлічних елементів, тип РР і зміна її параметрів залежно від газозмісту.

Приведена в роботі [4] аналітична залежність для розрахунку кількості теплоти виділеного в ГА, в процесі його функціонування, дозволяє враховувати в тепловому розрахунку тип РР, а саме її густину. Використовується інтегральний метод визначення кількості теплоти, яка виділяється з ГА. Проте в даній роботі, як і в попередній, не враховується вплив на тепловий режим ГА тепловиділення через поверхні гідравлічних елементів, місце їх розташування.

У роботі [5] пропонується проводити тепловий розрахунок ГА, виходячи з середньої за цикл потужності джерел теплової енергії. Цю методику позначимо №2. Відповідно до даної методики мірою внутрішніх втрат в ГА, які перетворюються на теплову енергію є різниця між потужністю, споживаною насосом і корисною роботою

$$P_{\text{пот.сер}} = \frac{\sum_{i=1}^n (P_{\text{пр.}i} - P_{\text{кор.}i})t_i}{t_{\text{ц}}}, \quad (1)$$

де $P_{\text{сп.}i}$ – потужність, споживана насосом на i -м переході роботи ГА технологічної машини; $P_{\text{кор.}i}$ – корисна потужність ГА, яка

розраховується для i -го переходу циклу; t_i – час i -го переходу роботи ГА, с; $t_{\text{ц}}$ – час циклу роботи ГА технологічної машини, с.

Середня потужність, що витрачається приводом насоса за цикл

$$P_{\text{пр.сер}} = \sum_{i=1}^n \frac{q_{\text{нi}} \cdot p_{\text{нi}}}{\eta_{\text{заг.н.i}}}, \quad (2)$$

де $q_{\text{нi}}$ і $p_{\text{нi}}$ – витрата і тиск насоса на відповідному переході циклу роботи ГА технологічної машини; $\eta_{\text{заг.н.i}}$ – загальний ККД насоса при параметрах i -го переходу.

Корисна потужність ГА з виконавчим механізмом гідроциліндром, при роботі в циклічному режимі визначається за формулою

$$P_{\text{кор.сер}} = \sum_{i=1}^n \frac{F_i v_i t_i}{t_{\text{ц}}}, \quad (3)$$

де F_i v_i – навантаження та швидкість гідроциліндру протягом i -го переходу; t_i – тривалість i -го переходу, с; $t_{\text{ц}}$ – час циклу роботи ГА технологічної машини, с.

Середній за цикл тепловий потік, який виділяється в ГА, розраховується по залежності

$$\theta_{\text{сер.ц}} = P_{\text{пот.сер}} R, \quad (4)$$

де $P_{\text{пот.сер}}$ – середня за цикл потужність джерел теплової енергії, Вт; R – коефіцієнт еквівалентності для теплового потоку в 1 ккал/год, який відповідний потужності 1,163 Вт.

Перевищення сталої температури $T_{\text{ст}}$ РР в баку над температурою навколишнього середовища $T_{\text{н}}$ визначається за формулою

$$\Delta T = T_{\text{ст}} - T_{\text{н}} = \frac{\theta_{\text{сер.ц}}}{\sum_{i=1}^n k_i A_i}, \quad (5)$$

де k_i A_i – коефіцієнт тепловиділення (Вт/м²·ч·с) і площа поверхні теплообміну i -го елемента ГА, м²; $\theta_{\text{сер.ц}}$ – середній за цикл тепловий потік, який виділяється з ГА, Вт.

Об'єм гідравлічного бака визначається за залежністю [3]

$$V_{\text{б}} = \sqrt{\left(\frac{\theta_{\text{сер.ц}}}{\alpha k \Delta T} \right)^3}, \quad (6)$$

де α – коефіцієнт, залежний від співвідношення сторін гідравлічного бака; k – коефіцієнт теплопередачі від гідравлічного бака до навколишнього повітря, Вт/м²·год·°С; $\theta_{\text{сер.ц}}$ – середній за цикл тепловий потік, який виділяється з ГА, Вт; ΔT – приріст температури РР за час функціонування ГА.

Проте методика теплового розрахунку ГА, яка базується на визначенні середньої за цикл потужності джерел теплової енергії, не враховує газовміст в РР, розташування гідравлічних елементів.

З проведеного аналізу можна зробити висновок, що існуючі методики теплового розрахунку ГА комплексно не враховують розташування гідравлічних елементів в ГА і розподіл теплової енергії в окремих елементах, циклічність і режим його роботи, тип РР і змінні в часі її параметри (густина та модуль об'ємної пружності, які залежать від газовмісту).

Постановка задачі. Метою статті є проведення та порівняння результатів теплового розрахунку ГА за різними існуючими методиками. Створення інтегральної методики теплового розрахунку ГА з врахуванням та оцінкою впливу розташування гідравлічних елементів і параметрів РР на величину тепловиділення і об'єм гідравлічного бака.

Виклад матеріалу та результати.

Інтегральна методика теплового розрахунку ГА. З метою підвищення точності розрахунків теплового режиму ГА, по вже існуючих методиках, авторами даної статті пропонується враховувати циклічність роботи ГА, шляхом визначення основних параметрів (витрати і тиску РР) на кожному переході циклу, враховувати розташування гідравлічних елементів і газовміст в РР. Цю методику позначимо №3. Відповідно до неї середнє значення тиску РР за перехід циклу роботи ГА технологічної машини визначається за формулою

$$p_{\text{сер}} = \frac{\int_{t_{i1}}^{t_{i2}} p(t) dt}{t_i}, \quad (7)$$

де $p(t)$ – тиск РР в ГА, МПа; t_i – тривалість i -го переходу циклу, с; t_{i1} і t_{i2} – відповідно, час початку і закінчення i -го переходу циклу, с.

Середнє значення витрати РР за цикл визначається за формулою

$$q_{\text{сер.ц}} = \frac{\sum_{i=1}^n q_{\text{н.}i} t_i}{t_{\text{ц}}}, \quad (8)$$

де $q_{\text{н.}i}$ – витрата РР в ГА на i -м переході циклу, л/хв.; t_i – тривалість i -го переходу циклу, с; $t_{\text{ц}}$ – тривалість циклу роботи ГА технологічної машини, с.

В результаті циклічної роботи ГА виділяється певна кількість теплоти θ , величина якої визначається з рівняння теплового балансу [3]

$$\theta dt = (cm + c_{\text{м}} m_{\text{м}}) dT + kAdt \left(\frac{dT}{2} + \Delta T \right), \quad (9)$$

де c , $c_{\text{м}}$ – теплоємності РР и метала гідравлічного бака, Вт/м²·°С; m – маса РР в ГА, кг, $m = \rho_{\text{сер}} g$, де $\rho_{\text{сер}}$ – середнє значення густини РР за цикл з врахуванням газомісту, кг/м³; $m_{\text{м}}$ – маса металу, кг; k – коефіцієнт теплопередачі від РР в баці до навколишнього повітря, $k = 15$ Вт/м²·год·°С [6]; A – розрахункова площа поверхні тепловиділення, м³; t – час, с; ΔT – приріст температури РР за час dt , в розрахунках приймали $\Delta T = 60 - 25 = 35$ °С.

Середнє значення кількості теплоти, яка виділяється в ГА за цикл його роботи визначається за формулою

$$\theta_{\text{сер.ц}} = \frac{\sum_{i=1}^n \theta_i t_i}{t_{\text{ц}}}, \quad (10)$$

де θ_i – кількість теплоти, яка виділяється з ГА за i -й перехід циклу, Вт; t_i – тривалість i -го переходу циклу, с; $t_{\text{ц}}$ – тривалість циклу роботи ГА технологічної машини, с.

Середній за цикл роботи ГА об'єм гідравлічного бака визначається за залежністю (6). Коефіцієнт α залежний від співвідношення сторін гідравлічного бака.

Оцінка впливу розташування гідравлічних елементів ГА на його тепловий розрахунок. При тепловому розрахунку ГА величина площі тепловиділення може змінюватися, в залежності від розташування гідравлічних елементів. В більшості випадків при розрахунку теплової енергії, яка виділяється в процесі роботи ГА, враховується тільки площа поверхні гідравлічного бака [2]. Тоді як необхідна пло-

ща поверхні теплообміну може включати площі поверхні гідравлічного бака, гідроапаратури, трубопроводів. Площа тепловиділення елементів ГА визначається виходячи з їх геометричних параметрів і для деяких видів гідроапаратів і трубопроводів наведена в табл. 1.

Таблиця 1 - Площі тепловиділення гідравлічних елементів

| № | Вид елемента гідроприводу | Розміри • 10^{-3} м | Площа поверхні тепловиділення, $м^2$ |
|---|---------------------------|--------------------------|---|
| 1 | Насос | 143x108x100 | 0,08 |
| 2 | Гідророзподільник | 142x44x50 | 0,031 |
| 3 | Клапан запобіжний | 160x45x35 | 0,029 |
| 4 | Клапан редуційний | 160x45x35 | 0,029 |
| 5 | Клапан зворотний | 70x45x35 | 0,015 |
| 6 | Гідрозамок | 80x45x35 | 0,016 |
| 7 | Фільтр | 90x45x35 | 0,02 |
| 8 | Трубопровід Dy=20 | o0,024; L=2 | 0,15 |
| 9 | Трубопровід Dy=10 | o0,014; L=5 | 0,22 |

Площа тепловиділення ГА знаходиться за формулою

$$A = A_{\text{б}} + \sum_{i=1}^n A_{\text{ел.і}}, \quad (11)$$

де $A_{\text{б}}$ і $A_{\text{ел.і}}$ – площа поверхні тепловиділення гідравлічного бака і гідравлічних елементів ГА відповідно, $м^2$.

Проте цим параметрам відповідає площі поверхні окремо розташованих один від одного гідравлічних елементів, так би мовити, при розосередженому розташуванні. Величина площі тепловиділення зміниться, якщо врахувати не розосереджене розташування гідравлічних елементів, а блокове. У цьому випадку гідравлічні елементи об'єднані в блоки, деякі їх поверхні стикаються один з одним, і тим самим зменшують величину площі тепловиділення.

Ступінь досконалості конструкції ГА, по критерію раціонального забезпечення тепловиділення, визначається

коефіцієнтом тепловиділення k , який є умовною величиною, залежною від конструкції ГА і технологічної машини.

Коефіцієнт теплопередачі для i -го гідравлічного елемента розраховується за залежністю [2]

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{п}}}, \quad (12)$$

де α_p , $\alpha_{п}$ – коефіцієнти тепловіддачі від РР та від стінки до навколишнього повітря, Вт/м²·°С; $\delta_{ст}$ – товщина стінки, м; $\lambda_{ст}$ – теплопровідність матеріалу стінки.

Середнє значення коефіцієнта теплопередачі визначається по залежності [6]

$$k_i = \frac{\theta dt - (\sum_{i=1}^n c_i m_i) \Delta T}{\sum_{i=1}^n A_i \cdot \Delta T dt}, \quad (13)$$

де θ – тепловий потік, який виділяється в ГА, Вт; c_i , m_i – відповідно теплоємність і маса i -го елемента ГА, який приймає участь в теплопередачі, Вт/кг·°С и кг; $\sum_{i=1}^n A_i$ – сумарна площа зовнішніх поверхонь тепловиділення елементів ГА, м²; ΔT – приріст температури РР в гідравлічному баці за час dt .

Врахування параметрів РР в тепловому розрахунку ГА. В процесі функціонування ГА на окремих ділянках відбувається зміна тиску, внаслідок чого змінюється співвідношення між розчиненим і нерозчиненим повітрям, яке міститься в РР. Зміст нерозчиненого газу значно впливає на модуль об'ємної пружності РР, зменшуючи його порівняно з модулем тієї ж рідини без нерозчиненого газу, особливо при тиску $p_{сер} < 5$ МПа.

Середній об'єм розчиненого в РР газу за перехід циклу визначали по залежності

$$V_{г.сер} = \alpha \cdot V_p \cdot \frac{p_{сер}}{p_0}, \quad (14)$$

де α – коефіцієнт розчинності повітря в РР, $\alpha = 0,8$; V_p – об'єм РР; $p_{\text{сеп}}$ – середній тиск РР в ГА, відповідно одному переходу циклу роботи; p_0 – абсолютне значення атмосферного тиску.

З урахуванням залежності (14) об'єм нерозчиненого повітря в РР визначається по залежності

$$V_{\text{г.сеп}}^* = V_{\text{г}\Sigma} - V_{\text{г.сеп}}, \quad (15)$$

де $V_{\text{г}\Sigma}$ – сумарний об'єм розчиненого і не розчиненого повітря в РР.

Залежність середнього за перехід циклу роботи ГА ізотермічного модуля об'ємної пружності РР від середнього тиску за той же перехід циклу, при заданій температурі, відносному вмісті нерозчиненого повітря в ній знаходили по рівнянню з роботи [7], яке з урахуванням залежності (15) записували у вигляді

$$E_{\text{см.сеп}} = E_p \frac{p_{\text{сеп}}^2 \left[V_p^* + V_{\text{г}}^* \frac{p_0}{p_{\text{сеп}}} \right]}{V_p^* \cdot p_{\text{сеп}}^2 + V_{\text{г}}^* \cdot E_p \cdot p_0}, \quad (16)$$

де V_p^* – відношення об'єму РР V_p до сумарного об'єму суміші V_{Σ} , $V_{\Sigma} = V_p + V_{\text{г}}$; $V_{\text{г}}^*$ – об'єм нерозчиненого повітря, приведений до нормальних умов, $V_{\text{г}}^* = V_{\text{г}}/V_{\Sigma}$; E_p – модуль об'ємної пружності РР при заданій температурі.

Середню густину РР за перехід циклу, з урахуванням об'єму розчиненого і нерозчиненого повітря визначаємо за залежністю [8]

$$\rho = \rho_{\text{pp}0} (1 - z_{\text{сеп}}) \cdot \left[1 + \frac{p_{\text{сеп}} - p_0}{E_{\text{см.сеп}}} \right] + \rho_{\text{г}0} \cdot z_{\text{сеп}} \frac{p_{\text{сеп}}}{p_0}, \quad (17)$$

де $\rho_{\text{pp}0}$ і $\rho_{\text{г}0}$ – відповідно густина РР і газу при тиску p_0 ; $z_{\text{сеп}}$ – частка об'єму рідинно-повітряної суміші (середовища), яка зайнята

газом, розраховується за формулою $z_{\text{сеп}} = \frac{V_{\text{г.сеп}}^*}{V_p + V_{\text{г.сеп}}^*}$.

Залежності (16) і (17) дозволяють провести розрахунок середніх за перехід циклу роботи ГА модуля об'ємної пружності і густини РР з урахуванням кількості нерозчиненого в ній повітря.

Розрахункові дослідження. Тепловий розрахунок проводився для ГА підйомного механізму, гідравлічна схема і циклограма роботи якого приведена на рис. 1 і рис. 2.

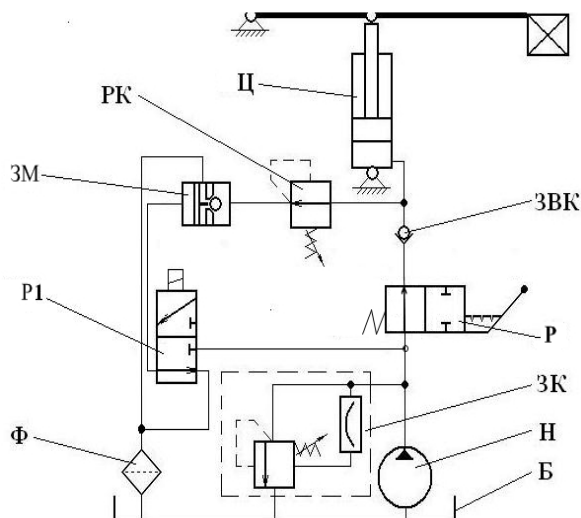


Рис. 1. – Гідравлічна схема підйомного механізму: Н – насос; ЗК – запобіжний клапан з ГВК; ЗВК – зворотний клапан; Р, Р1 – гідророзподільники; РК – редукційний клапан; ЗМ – гідрозамок; Ц – гідроциліндр; Ф – фільтр; Б – бак;

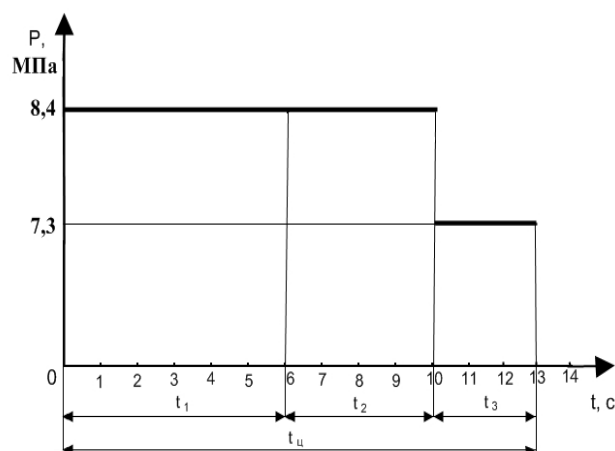


Рис. 2. – Циклограма роботи підйомного механізму

Циклограма роботи підйомного механізму складається з трьох переходів: підйом вантажу тривалістю $t_1 = 6$ с; витримки протягом $t_2 = 4$ с і опускання $t_3 = 3$ с, табл. 2. Насос системи розрахований на наступні параметри: номінальна витрата $q_H = 18$ л/хв і тиск $p_H = 12$ МПа. Отримані значення основних параметрів ГА наведено в табл. 2.

Для оцінки результатів розрахункових досліджень використовувалася відносна оцінка

$$J_w = \frac{|\theta_{\text{сер.Г}} - \theta_{\text{сер.Г0}}|}{\theta_{\text{сер.Г0}}} 100\%, \quad (18)$$

де $\theta_{\text{сер.Г}}$ – середня за цикл кількість теплоти, що виділилася з ГА, розрахована з урахуванням газовмісту в РР; $\theta_{\text{сер.Г0}}$ – середня за цикл кількість теплоти, яка виділилася з ГА, розрахована без урахування газовмісту в РР.

Таблиця 2 - Основні параметри ГА при його функціонуванні

| № | Параметр | 1 перехід | 2 перехід | 3 перехід |
|---|----------------------------|--------------|--------------|--------------|
| 1 | Тривалість переходу, с | 6 | 4 | 3 |
| 2 | Середній тиск РР в ГА, МПа | 8,4 | 8,4 | 7,3 |
| 3 | Середня витрата РР, л/хв | 9,8 | 0,5 | 16,4 |
| 4 | Потужність приводу ГА, кВт | 1,38 | 1,47 | 1,42 |

За аналогією з формулою (18) виконували оцінку результатів розрахунку середнього за цикл роботи ГА об'єму гідравлічного бака.

Проведені дослідження показали наступні результати, табл. 3.

Таблиця 3. Результати розрахункових досліджень

| № методики | Параметри | Середнє значення за цикл кількість теплоти, яка виділилася з ГА $\theta_{\text{сер.ц}}$ і об'єму гідравлічного бака $V_{\text{б.сер.ц}}$ | | Відносна оцінка % |
|------------|---|---|-----------------------------|----------------------|
| | | без врахування газовмісту | з врахуванням газовмісту | |
| 1 | $V_{\text{б.3q}} \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3$ | 54 | | |
| 2 | $\theta_{\text{сер.ц}}, \text{ кВт}$ | 2,12 | | |
| | $V_{\text{б.сер.ц}} \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3$ | 47,8 | | |
| 3 | Розосереджене розташування гідравлічних елементів, $A=0,92 \text{ м}^2$ | | | |
| | $\theta_{\text{сер.ц}}, \text{ кВт}$ | 2,42 | 2,27 | 6,1 |
| | $V_{\text{б.сер.ц}} \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3$ | 58,6 | 53,2 | 9,1 |
| | Блокове розташування гідравлічних елементів, $A=0,8 \text{ м}^2$ | | | |
| | $\theta_{\text{сер.ц}}, \text{ кВт}$ | 2,2 | 2 | 6,7 |
| | $V_{\text{б.сер.ц}} \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3$ | 51 | 45,8 | 9,9 |
| | Облік площі поверхні гідравлічного бака, $A=0,72 \text{ м}^2$ | | | |
| | $\theta_{\text{сер.ц}}, \text{ кВт}$ | 2 | 1,86 | 7,4 |
| | $V_{\text{б.сер.ц}} \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3$ | 44,4 | 39,6 | 10,9 |

Врахування газомісту в РР дозволяє до 7,4% підвищити точність обчислення середньої кількості теплоти, яка виділяється з ГА за цикл і до 10,9% об'єму гідравлічного бака, розрахованого по інтегральній методиці.

Оцінка впливу розташування гідравлічних елементів ГА, шляхом врахування різної площі тепловиділення, при розрахунку

кількості тепла, що виділяється і об'єму гідравлічного бака по інтегральній методиці показали:

- об'єм бака визначений з урахуванням 7%-го газовмісту при розосередженій і при блоковому розташуванні гідравлічних елементів ГА дає відносну оцінку в 14,5%, без врахування газовмісту – 13%;

- об'єм бака визначений з врахуванням 7%-го газовмісту при розосередженому розташуванні гідравлічних елементів і при врахуванні тільки об'єму гідравлічного бака, як прийнято в більшості класичних методик теплового розрахунку, на 25% менше, без врахування газовмісту – 24%.

Порівнюючи розосереджену і блокове розташування гідравлічних елементів ГА, можна зробити висновок, що при блоковому розташуванні гідравлічних елементів габаритні розміри ГА мінімальні. Відмітимо, що при розрахунку площі тепловиділення важливе питання врахування не тільки площі гідравлічного бака а й трубопроводів, гідравлічних елементів з врахуванням їх розташування, що дозволяє підвищити точність проведених розрахунків.

Порівняння розрахунків об'єму гідравлічного бака по методиці №1, виходячи з трихвилинної подачі насоса, з двома іншими методами показало, що відносна оцінка склала:

- для методики врахування середніх за цикл потужностей - 11,5%;

- для інтегральної методики: при розосередженому розташуванні гідравлічних елементів – 1%; при блоковому розташуванні гідравлічних елементів – 16%; при врахуванні тільки поверхні гідравлічного бака – 27,7%.

Таким чином, методика №1 підходить для попереднього (оцінного) теплового розрахунку ГА. Більш точні інженерні розрахунки рекомендується проводити по інтегральній методиці теплового розрахунку з врахуванням розташування гідравлічних елементів ГА та параметрів РР.

Висновки і напрямки подальших досліджень. Вперше оцінений вплив розташування гідравлічних елементів ГА на величину тепловиділення з нього. Встановлено, що врахування різного розташування гідравлічних елементів в одному й тому ж ГА дає до 25% розбіжності результатів розрахунків об'єму гідравлічного бака і теплового розрахунку.

Встановлено, що використання для розрахунку теплового режиму ГА інтегральної методики, яка враховує газовміст в РР і розташу-

вання гідравлічних елементів підвищує точність розрахунку кількості тепла, яке виділилося до 7,4% і об'єму гідравлічного бака до 10,9%.

Список літератури

1. Аврутин Р.Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков / Р.Д. Аврутин. – М.–Л.: Машиностроение, 1965. – 268 с.
2. Брон А.С. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий / А.С. Брон, Ж.Э. Тартаковский. – М.: Машиностроение, 1967. – 356 с.
3. Гидросистемы высокого давлений / под ред. Ю.Н. Лаптева. – М.: Машиностроение, 1973. – 152 с.
4. Mednis W. Hydrauliczne napedy i ich sterowanie / W. Mednis. – Warszawa: OWPW, 1999. – 93 p.
5. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : [учебник для вузов] / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
6. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник / В.А. Васильченко. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
7. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
8. Лурье З.Я. Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости / З.Я. Лурье, И. Федоренко // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2010. – Vol. 12 – P. 10 – 25.

Стаття надійшла до редколегії 03.09.2011.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.С. Степанов

З.Я. Лурье, П.Н. Андренко, О.Б. Панамарева. Сравнение результатов теплового расчета объемного гидроагрегата, проведенного по разным методикам. В статье приведена разработанная интегральная методика теплового расчета объемного гидроагрегата с учетом распределения тепловой энергии в зависимости от циклограммы работы и меняющихся во времени параметров рабочей жидкости. Произведена оценка влияния на объем гидравлического бака газосодержания рабочей жидкости, компоновки гидравлических элементов и способа определения теплового режима.

Ключевые слова: объемной гидроагрегат, тепловой расчет, рабочая жидкость, газосодержание, тепловыделение.

Z. Lure, P. Andrenko, O. Panamariova. Comparison of the Results of Thermal Calculation of the Volume Hydraulic Unit Conducted by Different Methods. The article presents an integrated methodology developed by the thermal calculation of volume hydraulic unit, taking into account the distribution of thermal energy depending on the timeline of work and time-varying parameters of the working fluid. The estimation of influence on the amount of hydraulic tank fluid gas content, layout of hydraulic components is carried out.

Keywords: volume hydraulic unit, thermal calculation, working fluid, gas content.

© Лур'є З.Я., Андренко П.М., Панамарьова О.Б., 2011