

УДК 62-525

**О. П. ГУБАРЕВ, О. С. ГАНПАНЦУРОВА, В. Ю. ГРІШНЕНКО****БАГАТОРЕЖИМНИЙ ГІДРОПРИВОД З ВИПЕРЕДЖУЮЧОЮ СТАБІЛІЗАЦІЮ  
ТЕМПЕРАТУРИ РІДИНИ**

Розглянуто можливість керованої зміни температури робочої рідини за результатами моделювання роботи системи гідроприводу. Встановлено, що зміна навантаження або зміна режиму роботи циклового гідроприводу суттєво впливає на температуру робочої рідини. Запропоновано додати до алгоритму керування приводом керування теплообміном за результатами моделювання змін температури рідини. Розроблено спрощену модель теплового балансу в системі гідроприводу, використання якої може бути застосовано в алгоритмі керування теплообмінними процесами.

**Ключові слова:** цикловий гідропривод, керування, режим роботи, теплообмін, робоча рідина.

Рассмотрена возможность управляемого изменения температуры рабочей жидкости по результатам моделирования работы системы гидропривода. Установлено, что изменение нагрузки или изменение режима работы циклового гидропривода существенно влияет на температуру рабочей жидкости. Предложено добавить к алгоритму управления приводом управление теплообменом по результатам моделирования изменений температуры жидкости. Разработана упрощенная модель теплового баланса в системе гидропривода, использование которой может быть применено в алгоритме управления теплообменными процессами.

**Ключевые слова:** цикловой гидропривод, управление, режим работы, теплообмен, рабочая жидкость.

The results of modeling of the hydraulic system operation showed the possibility of a controlled change of the working fluid temperature. It is established that load variation or change of working modes effect significantly on the temperature of the working fluid. It is proposed to add to the control algorithm of the hydraulic system the control by the heat transfer. The algorithm should take into account the power of the pump unit, the external load, the current temperature of the liquid in the tank, duration of the current and following modes of the hydraulic system operation. It is shown that the heat transfer process is more inertial than influence of the regime or the load on the power of the heat flow. It is developed a simplified model of thermal balance of the hydraulic system. Such model can be used in the control algorithm of heat exchange processes. The simplified model allows determining duration of the working fluid temperature stabilization and the value of stabilized temperature. It is proposed to create an automatically controlled heat exchange using known technical solutions through their activation or disconnection during the system operation.

**Keywords:** cyclic hydraulic drive, control, operation mode, heat exchange, working fluid.

**Вступ.** Поширення мехатронних засобів автоматизації із гідравлічними виконавчими пристроями, які є чутливими до змін температури і пов'язаних з нею в'язкістю та густиною рідини, надає можливість підвищення їх ефективності. Шляхом такої модернізації є підтримання раціонального значення температури рідини впродовж різних режимів роботи системи промислового гідроприводу [1–4]. На відміну від задач безпосередньої стабілізації параметрів робочої рідини, комп'ютерне керування дозволяє створювати системи з випереджувачим моделюванням роботи системи [5, 6, 7]. Промисловий гідропривод, як правило, працює за певним технологічним циклом, що надає визначеність режимів роботи системи і складає передумови для створення моделі для випереджувачого моделювання. У якості факторів впливу на зміну теплообміну можуть бути використані відомі технічні засоби з додаванням керованих елементів, наприклад, регульованого дроселя в контурі теплообміну, клапану під'єднання/відокремлення теплообмінних каналів, засувкою, що змінює провідність переборок в баку. Система, що вміщує такий алгоритм керування, заздалегідь підлагоджує теплообмінні процеси до наступних режимів роботи системи гідроприводу.

**Аналіз літературних джерел.** Більшість систем промислового гідроприводу, особливо гідроприводу великих потужностей, гідроприводу об'єктів з безперервним експлуатаційним циклом та з широким діапазоном змін умов експлуатації, обладнано спеціальними технічними засобами контролю і регулювання температури робочої рідини [2, 3, 8]. В основу запропонованого вдосконалення покладено

відомі технічні рішення стабілізації теплового режиму систем гідроприводу, методики врахування теплообміну при розрахунку температури робочої рідини та визначенні об'єму рідини в гідробаку [8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15]. Додатково розглянуто узагальнені режими роботи систем циклового гідроприводу, їх складові та основні параметри, що зумовлюють розігрів рідини та теплообмінні процеси. Враховуючи необхідність випереджувачого моделювання, що відбувається одночасно з роботою системи, приділено увагу мінімізації часу моделювання в умовах обчислювальних можливостей, обмежених засобами керування промислового гідроприводу, яким є промисловий комп'ютер чи контролер [16, 17]. Проаналізовано відомі алгоритми керування, що вміщують еталонну модель керованого об'єкта, та спрощені алгоритми і методики врахування теплового балансу в системах гідроприводу [2, 3, 5, 6, 7, 9, 10, 18]. За результатами аналізу визначено перелік основних параметрів і чинників впливу на процес змін температури рідини в гідроприводі, які необхідно врахувати в еталонній моделі, та сформовано вимоги до алгоритму керування з випереджувачою стабілізацією температури рідини.

**Основна частина.** Метою досліджень є обґрунтування методики розрахунку змін температури рідини в експлуатаційному циклі та розробка розрахункової моделі для визначення часу стабілізації температури рідини в цикловому гідроприводі. Для досягнення мети було розглянуто наступні задачі: проведення аналізу схемних рішень багаторежимних систем з дросельним регулюванням та визначення їх особливостей; розробка спрощеного алгоритму

розрахунку часу стабілізації температури в багаторежимній цикловій системі; моделювання процесу стабілізації температури робочої рідини за розробленим алгоритмом; проведення експериментальних досліджень по визначенню часу та температури стабілізації робочої рідини; зіставлення експериментальних та модельних даних, визначення часу стабілізації температури робочої рідини.

З метою створення розрахункової моделі проаналізовано варіанти експлуатаційних процесів систем гідроприводу, в яких робота системи може бути представлена у вигляді однієї чи декількох циклограм, виконання яких чергується у часі, чим обмежено розглянутий клас багаторежимних циклових систем гідроприводу [1, 2, 4, 8, 10]. Додатковим обмеженням встановлено використання нерегульованого насосного агрегату.

Запропоновано відійти від усередненого за цикл значення потужності при виконанні теплового розрахунку і перейти до врахування усередненої потужності на кожному такті роботи системи. За припущенням відведена від насосного агрегату потужність  $N_p$  розподіляється на три основних складові – на виконання корисної роботи  $N_A$ , на подолання гідравлічних опорів  $N_{\text{Гид}}$ , на надлишкову витрату насосного агрегату  $N_{\Delta Q}$ :

$$\begin{aligned} N_p &= N_A + N_{\text{Гид}} + N_{\Delta Q} = p_p \cdot Q_p = \\ &= F_{\text{ext}} \cdot Q_A / S_{\text{ef}} + \Delta p_{l,\zeta} \cdot Q_A + p_p \cdot (Q_p - Q_A), \end{aligned} \quad (1)$$

де  $p_p$  – тиск на виході насосного агрегату,  $Q_p$  – витрата насосного агрегату,  $F_{\text{ext}}$  – усереднене на такті зовнішнє навантаження,  $Q_A$  – споживана витрата,  $S_{\text{ef}}$  – ефективна площа виконавчого пристрою,  $\Delta p_{l,\zeta}$  – сумарні втрати тиску при русі споживаної витрати рідини.

Другий та третій доданки потужності (1) не виходять за межі системи гідроприводу, тобто ці дві складові майже повністю перетворюються в тепловий потік, що надходить до робочої рідини і, опосередковано, до елементів конструкції системи. Оскільки вхідна потужність, за припущенням, є незмінною, то зменшення зовнішнього навантаження або швидкості руху вихідної ланки  $Q_A / S_{\text{ef}}$  призводить до еквівалентного зростання потужності теплового потоку  $N_{\text{heat}}$ :

$$\begin{aligned} p_p \cdot Q_p &= \text{const} = F_{\text{ext}} \cdot Q_A / S_{\text{ef}} + \Delta p_{l,\zeta} \cdot Q_A + \\ &+ p_p (Q_p - Q_A) \end{aligned} \quad (2)$$

або

$$\begin{aligned} p_p \cdot Q_p - F_{\text{ext}} \cdot Q_A / S_{\text{ef}} &= \Delta p_{l,\zeta} \cdot Q_A + \\ + p_p (Q_p - Q_A) &= N_{\text{heat}} \end{aligned} \quad (3)$$

Відповідно до (3) повне споживання витрати виконавчими пристроями призведе до виразу (4), згідно з яким потужність теплового потоку матиме лінійну залежність від сумарних втрат тиску, які, у свою чергу, залежатимуть від температури робочої рідини та геометрії каналів і налаштувань апаратів:

$$p_p \cdot Q_p - F_{\text{ext}} \cdot Q_A / S_{\text{ef}} = \Delta p_{l,\zeta}(t_{\text{oil}}) \cdot Q_p = N_{\text{heat}} \quad (4)$$

Повне споживання тиску насосного агрегату призведе до залежності (5):

$$\begin{aligned} p_p \cdot Q_p - p_p \cdot Q_A &= \Delta p_{l,\zeta}(t_{\text{oil}}) \cdot Q_A + \\ + p_p (1 - \Delta \tilde{Q}) Q_p &= N_{\text{heat}} \end{aligned} \quad (5)$$

У порівнянні з (4) тепловий потік втрачає залежність від навантаження, а температурний вплив на потужність слабшає відповідно до відносної частки надлишкової витрати  $\Delta \tilde{Q}$ .

Зауважимо, що потужність теплового потоку, що надходить до рідини, є миттєвою енергетичною характеристикою, а значення температури рідини є інтегральним показником щодо цієї потужності.

Додана кількість теплоти  $\theta_{i,[Dж]}$  за проміжок часу, що дорівнює такту роботи системи, дозволить перейти від розподілу потужності за тактами до розподілу позитивної складової теплової енергії в циклограмі:

$$\begin{cases} F_{\text{max}} : \theta_i = [\Delta p_{l,\zeta}(t_{\text{oil}}) \cdot Q_A + p_p (1 - \Delta \tilde{Q}) Q_p] \cdot T_{\text{takt}} \\ (Q_A / S_{\text{ef}})_{\text{max}} : \theta_i = [\Delta p_{l,\zeta}(t_{\text{oil}}) \cdot Q_p] \cdot T_{\text{takt}} \end{cases} \quad (6)$$

Залежності (2) – (5) вказують на можливість миттєвої зміни потужності доданого теплового потоку завдяки двом складовим:  $N_{\text{Гид}}$ , що є залежною від змін гідравлічного опору при вмиканні/вимиканні регулюючої апаратури,  $N_A$ , що визначається зовнішнім навантаженням та швидкістю вихідної ланки. Таким чином, під час перемикання апаратури або зникнення навантаження, у тому числі інерційного, потужність теплового потоку може змінюватись від мінімального значення, що відповідає гідравлічному опору гідросистеми з розігрітою рідиною, до максимального, що дорівнює вихідній потужності насосного агрегату. Зауважимо, що потужність насосних нерегульованих агрегатів, як правило, складає від одиниць до десятків кВт. Відповідно до (6) зміни потужності теплового потоку входять в добуток разом з часом такту. При відносно невисокому середньому значенні потужності за циклограмою, завдяки її нерівномірності, на окремих тактах потужність теплового потоку може мати надвеликі значення і її вплив на температуру рідини необхідно враховувати разом з тривалістю такту та початковим значенням температури рідини.

У більшості випадків тривалість виконання окремих дій циклограми, і в наслідок цього тривалість тактів, можуть змінюватись у інтервалах, зумовлених технологічним процесом. Також, як правило,

змінюється усереднене значення корисного навантаження при незмінному значенні підведеної потужності. Тобто, навіть для окремого такту, якщо система відпрацює одночасно декілька дій виконавчими пристроями, може частково змінюватись його тривалість, а середнє навантаження і усереднена потужність можуть змінюватись у десятки разів.

Супротивну або від'ємну складову балансу теплової енергії також визначає декілька чинників. Найбільш поширеним у використанні чинником є вільний конвективний теплообмін з оточуючим середовищем [12–15]. В конвективному теплообміні приймають участь всі теплопровідні поверхні пристроїв та апаратури, включно з поверхнями гідравлічного баку. Для інтенсифікації тепловідведення застосовують спеціальні теплообмінні апарати, які можуть бути встановлені в загальну гідравлічну мережу, чи мати окремий гідравлічний контур з власним насосом чи з відведенням частки витрати від основної системи [2, 3, 8, 9, 10]. Відомі і інші технічні рішення, наприклад, з керованим обмеженням циркуляції рідини в баку. Окрім цього, теплоакумуюча здатність рідини в баку та аналогічна здатність металевих конструктивних елементів згладжує стрибки потужності вхідного теплового потоку.

У першому наближенні відведення теплоти на і-му такті можна охарактеризувати щільністю теплового потоку  $q_{mi}$  та площею задіяних теплопровідних поверхонь  $F_i$ :

$$q_{moi} = F_i \cdot q_{mi} = \alpha \cdot F_i \cdot (t_1 - t_2), \quad (7)$$

де  $t_1, [^{\circ}C]$  – температура робочої рідини;  $t_2, [^{\circ}C] = const$  – температура навколишнього середовища,  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі.

Для визначення  $\alpha$  скористаємося залежністю:

$$1/R_T = \alpha_{oil} + 1/\lambda_k + \alpha_{air},$$

де  $R_T$  – термічний опір,  $\alpha_{oil}$  – коефіцієнт тепловіддачі від рідини,  $\alpha_{air}$  – коефіцієнт тепловіддачі до повітря,  $\lambda_k$  – коефіцієнт теплопровідності стінки.

В свою чергу, площу поверхонь, що приймають участь в теплообміні на проміжку одного такту, можна, з огляду на незмінність задіяного обладнання, вважати постійною. Щільність теплового потоку можна охарактеризувати наступною залежністю [15]:

$$q_{mi} = (\lambda_k / \delta_k) \cdot (t_1 - t_2), \quad (8)$$

де  $\delta, [m]$  – товщина теплопровідної стінки.

З аналізу залежностей (7) та (8) випливає, що ряд параметрів має фіксовані на протязі такту циклограми значення ( $F, t_2, \lambda, \delta$ ). Щодо підвищення температури робочої рідини для збільшення потужності теплообмінного процесу, то цей фактор є як небажаним, так і обмеженим фізичними властивостями рідини та умовами її використання [10, 19].

Таким чином, за результатами аналізу чинників,

що впливають на зміну температури робочої рідини, можна сказати, що позитивні потоки надходження та від'ємні потоки відведення теплової енергії суттєво відрізняються за своїми динамічними показниками. А саме, потужність розігріву рідини формується засобами керування, регулювання і динамікою зовнішнього навантаження. Від'ємні та теплоакумуючі потоки, в основному, зумовлені вільним конвективним теплообміном. Наприклад, прийемо, що додана потужність теплового потоку на такті складає 5 кВт, а площа теплообмінних поверхонь дорівнює  $0,5 \text{ м}^2$ . За умов типових конструктивних рішень та матеріалів і вільного теплообміну з оточуючим середовищем (коефіцієнт тепловіддачі від конструктивних елементів до повітря  $\alpha = 0,02 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot K)$  [15]) стабілізоване значення температури рідини перевищуватиме  $500 \text{ }^{\circ}C$ , що є неприпустимим. Зважаючи, що час стабілізації температури в гідросистемі складає декілька годин, тобто набагато більший за час такту в циклограмі, отримаємо значно менше дійсне значення температури рідини наприкінці такту. Але для його визначення необхідне врахування тривалості такту, розподілу доданої потужності по циклограмі, початкових умов поточного такту.

Варіантом підвищення динамічної відповідності між додатними та від'ємними тепловими потоками можна вважати залучення керованих теплообмінних процесів до технологічного циклу. Враховуючи теплоакумуючі властивості рідини та конструктивних елементів приводу є можливість, з врахуванням відомої циклограми змін потужності додатного потоку, побудувати раціональну циклограму потужності від'ємного потоку за допомогою випереджуючого керування теплообмінними процесами.

Вихідними даними для розрахунку циклограми від'ємного теплового потоку є параметри циклограми та параметри дій приводу в кожному режимі роботи.

Дані розподілено на структурні (табл. 1), тепло-гідравлічні та дані щодо вихідного стану системи і оточуючого середовища.

Розрахунок нерівномірності перетворень підведеної потужності до теплового потоку, що сприймає робоча рідина, здійснено на основі тепло-гідравлічних даних з врахуванням теплообміну з навколишнім середовищем:

$$q_i = \sum_{i=1}^j q_{\Gamma A_i} + \sum_{i=1}^k q_{l_i} + \sum_{i=1}^m q_{M_i} - \sum_{i=1}^n q_{m_{o_i}}, \quad (9)$$

де  $\sum_{i=1}^j q_{\Gamma A_i} = \sum_{i=1}^j N_{\Gamma A_i}$  – тепловий потік, отриманий від

вtrat потужності на гідроапаратах;  $\sum_{i=1}^k q_{l_i} = \sum_{i=1}^k N_{l_i}$  –

тепловий потік, отриманий від вtrat тиску в гідролініях;

$\sum_{i=1}^m q_{M_i} = \sum_{i=1}^m N_{M_i}$  – тепловий потік,

отриманий від місцевих опорів;

Таблиця 1 – Структурні дані опису *i*-го режиму роботи системи

№ режиму	Кількість тактів	Повторюваність режиму	Комплект виконавчих пристроїв	Тривалість циклу за тактами	Задіяні пристрої за тактами	Параметри дій за тактами
<i>i</i>	$m_i$	$T_i / T_{\text{expl}}$	$\{Z\}_n$	$\Delta T_1, \dots, \Delta T_m$	$\Phi_i(\{Z\}_n)$	$\Psi_i(\{Z\}_n)$

$\sum_{i=1}^n q_{m_{o_i}} = q_{m_{o_1}} + q_{m_{o_2}} + \dots + q_{m_{o_n}}$  – сумарні втрати теплоти за цикл роботи системи.

Спрощений розрахунок теплообміну системи з навколишнім середовищем враховує втрати теплоти через стінки трубопроводів, втрати теплоти через гідроапарати, втрати теплоти через теплопровідні поверхні баку. В основу розрахунків покладено залежність [15]:

$$q_{m_{o_i}} = F_i \cdot q_{mn_i}, [Bm], \tag{10}$$

де  $F_i, [M^2]$  – площа, через яку здійснюється конвективний теплообмін з навколишнім середовищем;  $q_{mn_i}, [Bm / M^2]$  – щільність теплового потоку через однорідну плоску стінку.

Щільність теплового потоку для однорідної плоскої стінки розраховано в припущенні сталої температури оточуючого середовища за [15]:

$$q_{mn_i} = \frac{\lambda_i}{\delta_i} (t_1 - t_2), [Bm / M^2], \tag{11}$$

де  $\lambda_i, [Bm / M \cdot ^\circ C]$  – коефіцієнт теплопровідності;  $\delta_i, [M]$  – товщина однорідної плоскої стінки;  $t_1, [^\circ C]$  – температура робочої рідини;  $t_2, [^\circ C] = const$  – температура навколишнього середовища.

Для пристроїв, що мають поверхні з нерівномірною товщиною стінок, зроблено припущення, щодо визначення теплопровідності за середнім значенням товщини при еквівалентності мас стінок. Другим варіантом розрахунку є апроксимація товщини стінки ступінчастою функцією з розрахунком щільності теплового потоку для кожної ділянки окремо.

За відомим значенням генерованого в системі теплового потоку та відведеного теплового потоку до зовнішнього середовища розраховано кількість теплоти  $\theta_i, [Дж]$ , підведеної до робочої рідини за контрольний проміжок часу:

$$\theta_i = q_i \cdot t_i, \tag{12}$$

де  $t_i, [c]$  – час, витрачений на заміщення робочої рідини в каналах гідросистеми в *i*-му режимі роботи.

Відповідно до режиму роботи системи, за принциповою схемою, визначено перелік задіяних пристроїв та каналів, за якими, згідно з (9), визначено кількість доданої теплоти.

З іншого боку, додана кількість теплоти має

переходити в підвищення температури конструкційних елементів та тієї маси рідини, що проходить крізь систему за контрольний час [20]:

$$\theta_i = c \cdot m_i \cdot \Delta t_i, \tag{13}$$

де  $c, [Дж / (кг \cdot c)]$  – коефіцієнт теплоємності рідини;  $m = W \cdot \rho, [кг]$  – маса рідини, що була заміщена в каналах системи за контрольний час;  $\Delta t_i = t_2^i - t_1^i, [^\circ C]$  – різниця температури рідини від входження в *i*-й трубопровід (канал) до її виходу з трубопроводу.

Відповідно до складу задіяних в такті трубопроводів, каналів та апаратів, за (12) та (5), визначено приріст температури, наданий масі рідини, що була заміщена:

$$\Delta t_i = \theta_i / (c \cdot m_i) \tag{14}$$

Рідина із зміненою температурою поступає в бак, що призводить до зміни температури рідини в баку та зміни початкової температури рідини, що потрапляє до трубопроводів системи. Для визначення температури робочої рідини в баці, об'єм баку розділено на *n* частин, де  $n = W_t / W_{\Delta t}$ . Поточне значення температури в баці визначено за залежністю:

$$t_T = ((t_T^{\text{init}} + \Delta t_i) + ((n - 1) \cdot t_T^{\text{init}})) / n, \tag{15}$$

де  $t_T$  – поточна температура рідини в баку,  $t_T^{\text{init}}$  – початкова температура рідини що поступає до трубопроводу для поточного інтервалу часу.

Розрахунок залежності змін температури рідини в часі для гідросистеми виконано за алгоритмом циклічного перерахунку залежностей (9) – (15) для фіксованого положення розподільної та регулюючої апаратури і параметрів поточного режиму (рис. 1).

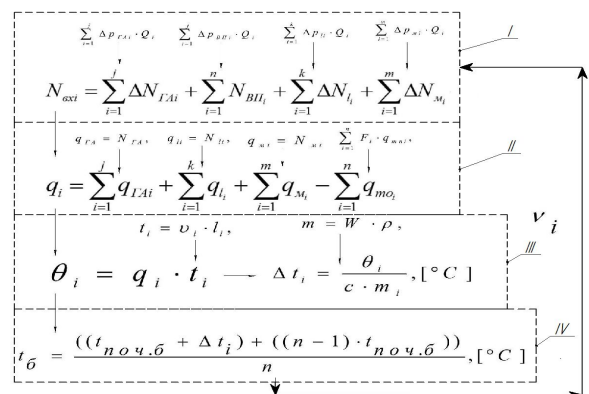


Рис. 1 – Структура алгоритму розрахунку часу стабілізації та температури рідини для *i*-го режиму роботи гідроприводу

Фіксація стану пристроїв системи дозволяє задати константами комплект гідравлічних місцевих опорів та опорів по довжині, площу поверхонь теплообміну і коефіцієнти тепловіддачі для кожного такту. З урахуванням витрати рідини для кожного гідравлічного опору здійснюється розрахунок потужності і енергії, що переходять в тепло.

Тестовий модельний експеримент було виконано для системи гідравлічного штампувального пресу в роботі якого задіяно п'ять гідроциліндрів: ц1, ц2 – штампувальні циліндри, ц3 – циліндр подачі, ц4, ц5 – циліндри підйому. Основні параметри, що було використано при моделюванні, наведено в таблиці 2.

Таблиця 2 – Параметри гідроприводу штампувального пресу

№ режиму	Кількість тактів	Тривалість режиму, с	Кількість виконавчих пристроїв	Час циклу, с	Розрахункова потужність, Вт
1	11	2500	5	49±1	2921,216
2	11	2500	5	49±1	3827,968
3	11	2500	5	49±1	4734,72

Система багатократно повторює однакову циклограму в трьох режимах, тривалість кожного з яких складає приблизно 40 хвилин. Циклограма складається з 11 тактів і система її відпрацьовує за 48...50 секунд (рис. 2). Основна відмінність циклограм для різних режимів полягає в різних зусиллях штампування, що забезпечують циліндри ц1 та ц2, які спрацьовують одночасно. Послідовність всіх дій для кожного режиму однакова.

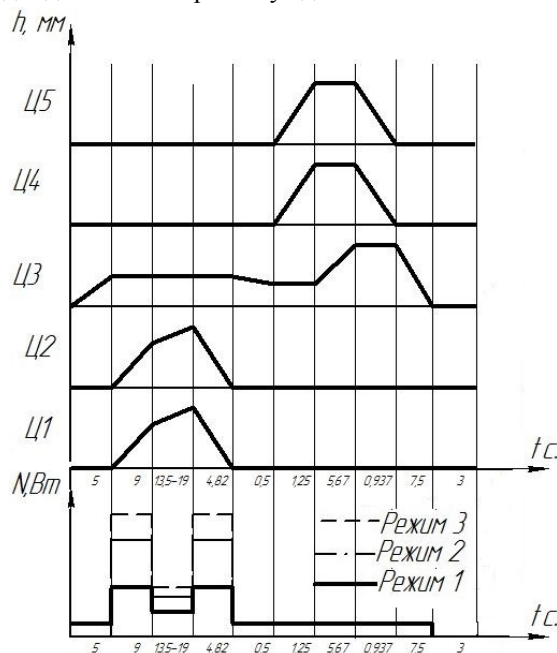


Рис. 2 – Циклограма роботи гідроприводу штампувального пресу: ц1, ц2 – штампувальні циліндри, ц3 – циліндр подачі; ц4, ц5 – циліндри підйому

Вихідні дані модельного експерименту: робоча

рідина – NUTO H22;  $Q_H = 0,002 \text{ м}^3/\text{с}$  – подача насосу;  $Q_1 = 0,001 \text{ м}^3/\text{с}$  – витрата в циліндрах ц1 і ц2 при швидкому підводі;  $Q_2 = 0,000040192 \text{ м}^3/\text{с}$  – витрата в циліндрах ц1 і ц2 при робочому ході;  $Q_3 = 0,00005024 \text{ м}^3/\text{с}$  – витрата в циліндрах ц3 і ц5;  $Q_4 = 0,002 \text{ м}^3/\text{с}$  – витрата в 1-ому трубопроводі;  $Q_5 = 0,00005024 \text{ м}^3/\text{с}$  – витрата в 2-ому та 3-ому трубопроводах;  $Q_{pn2} = Q_{pn3} = Q_5$  – витрата через регулятори потоку;  $Q_{p2} = Q_{p3} = Q_{pn}$  – витрата через розподільники;  $Q_{кр} = 0,00005024 \text{ м}^3/\text{с}$  – витрата через редукційний клапан;  $Q_{pn1} = Q_{p1} = Q_{p4x} = Q_{dn1,2} = Q_4$  – витрата через гідроапаратуру в першій лінії для холостого ходу циліндрів ц1 і ц2;  $Q_{pn1} = Q_{p1} = Q_{p4x} = Q_{dn1,2} = Q_{pn4} = Q_2$  – витрата через гідроапаратуру в першій лінії для робочого ходу гідроциліндрів;  $p_H = 17,5 \text{ МПа}$  – тиск насосу;  $p_{кр} = 6 \text{ МПа}$  – тиск редукційного клапану;  $p_{ц1,ц2} = 6 \text{ МПа}$  – тиск в циліндрах ц1 і ц2 при 1-ому режимі роботи;  $p_{ц1,ц2} = 12 \text{ МПа}$  – тиск в циліндрах ц1 і ц2 при 2-ому режимі роботи;  $p_{ц1,ц2} = 15 \text{ МПа}$  – тиск в циліндрах ц1 і ц2 при 3-ому режимі роботи;  $p_{ц3,ц4,ц5} = 6 \text{ МПа}$  – тиск в циліндрах ц3, ц4, ц5;  $t_{н.с.} = 18^\circ \text{C}$  – температура навколишнього середовища;  $W_0 = 1500 \text{ л}$  – об'єм робочої рідини в баці;  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$  – густина робочої рідини;  $d_{mp1} = 0,02 \text{ м}$  – діаметр першого та допоміжного трубопроводу;  $d_{mp2,3} = 0,008 \text{ м}$  – діаметр другого та третього трубопроводу.

При моделюванні було враховано гідравлічний опір задіяного обладнання для кожного такту, початкову температуру робочої рідини, зміну ліній живлення та зливу рідини при переходах між тактами. Не врахована різна температура апаратів та гідравлічних каналів системи, нерівномірність розподілу температури рідини в баці, коливання тривалості тактів і циклу, спричинені зміною в'язкості рідини.

На першому етапі програма модельних експериментів передбачала дослідження процесу стабілізації температури робочої рідини під час роботи системи в незмінному режимі (рис. 3а). Експеримент було повторено для різних початкових значень температури робочої рідини в діапазоні від 15 до 30 °С. Модельний час досліджень було обмежено швидкістю зміни температури, а саме – коливаннями температури, що не перевищували 0,5 °С за 10 хвилин. Отримані залежності вказують на ідентичність процесу стабілізації в розглянутому діапазоні змін потужності (від 1-го до 3-го режиму). Всі залежності мають початкову ланку з майже лінійною характеристикою. Тривалість цієї ланки складає близько 25...30 хвилин і температура сягає близько 30 % максимального значення. Далі процес зростання температури значно уповільнюється і при

терміні 3...3,5 години рідина розігрівається приблизно до (92...94) % стабілізованого значення. Процес остаточної стабілізації для різних режимів мав дещо різну тривалість, але це можна вважати і наслідком різних стабілізованих значень температури.

Зауважимо, що наслідком різних стабілізованих значень є не тільки різна температура рідини, але і різна в'язкість рідини. В результаті суттєвого зменшення в'язкості (третій режим) зменшуються і втрати тиску на гідравлічних елементах та трубопроводах, а це призводить до відносного зменшення частки потужності, що перетворюється в тепловий потік. Були отримані наступні дані: для першого режиму роботи системи – температура  $t_{\text{стаб}}=58\text{ }^{\circ}\text{C}$ , час  $T_{\text{стаб}}=13,5$  год; для другого режиму роботи – температура  $t_{\text{стаб}}=87\text{ }^{\circ}\text{C}$ , час  $T_{\text{стаб}}=13,52$  год; для третього режиму роботи – температура  $t_{\text{стаб}}=103\text{ }^{\circ}\text{C}$ , час  $T_{\text{стаб}}=13,7$  год.

За результатами першого тестового експерименту було зроблено висновок: процес стабілізації температури при одному експлуатаційному режимі має часову межу, в рамках якої відбувається швидко і майже лінійне зростання температури. Ця межа для однієї системи гідроприводу і подібних циклограм для різних режимів має приблизно однакове значення, яке можна охарактеризувати 0,05 від часу стабілізації температури.

Другим етапом модельних експериментів було дослідження змін температури робочої рідини при зміні режимів під час роботи системи. Програмою експерименту було передбачено відпрацювання системою 50 циклів в першому режимі (приблизно 40 хвилин), перехід до другого режиму, відпрацювання системою 50 циклів в другому режимі (приблизно 40 хвилин), повернення до першого режиму і так далі. Термін тривалості режимів вибрано таким чином, щоб він не виходив за межі лінійної ланки характеристики (рис. 3а). Модельний час досліджень було обмежено більшим часом стабілізації з двох режимів.

Модельний експеримент показав кусочно-лінійну характеристику змін температури рідини (рис. 3б). Для визначення кута нахилу кожної лінійної ланки, тривалістю близько 40 хвилин, визначальними є початкова координата температури і температура стабілізації наступного режиму (див. рис. 3а). Якщо температура стабілізації перевищує температуру початкової координати наступної ланки, то відбувається процес розігріву рідини. Коли температура на момент зміни режиму більша за стабілізоване значення для наступного режиму, то відбувається зниження температури рідини, чому відповідають ланки з від'ємним кутом нахилу (рис. 3б). На декількох ділянках обидва стабілізовані значення вищі за початкову температуру і тоді розігрів рідини відбувається при обох режимах. Приблизно через 12 годин початкові значення температури для обох режимів стабілізуються і теплообмінні процеси мають коливальні зміни з амплітудою  $3,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

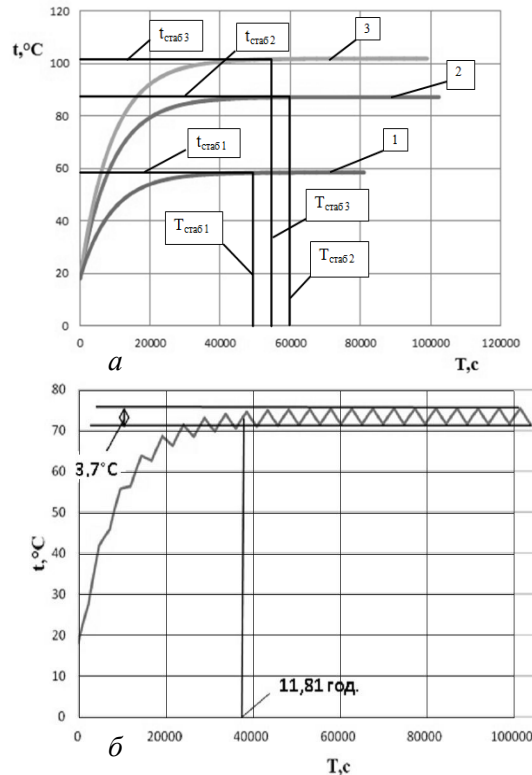


Рис. 3 – Результати тестових модельних експериментів для гідроприводу штампувального пресу:

- а) залежність температури робочої рідини від часу безперервної роботи системи в кожному з трьох режимів;  
б) залежність температури робочої рідини від часу роботи системи при чергуванні 1-го та 3-го режимів через кожні 40 хвилин

За результатами другого тестового експерименту було зроблено висновок: при чергуванні режимів, які характеризуються різними стабілізованими значеннями температури рідини, а тривалість роботи в режимах не виходить за межі лінійної ланки функції стабілізації, відбуваються усталені коливання температури. При цьому час виходу системи на усталені коливання приблизно дорівнює більшому із значень часу стабілізації для розглянутих режимів.

На третьому етапі було проведено аналогічні модельні експерименти для режимів з різними значеннями середньої за цикл потужності. Встановлено, що амплітуда коливань температури може бути оцінена за кутом нахилу лінійних ланок функцій стабілізації для цих режимів та терміном роботи систем у кожному режимі і залежить від різниці середньо-циклових значень потужності (рис. 4). Результати модельних експериментів підтверджено фізичними тестовими експериментами на системі з двома гідроциліндрами, змінними рівнями навантаження та циклограмою, тривалістю 11 секунд. Відхилення результатів фізичних і модельних експериментів по поточним значенням температури не перевищує  $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ , по часу стабілізації – до 20 %, по значенню стабілізованої температури не перевищує  $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

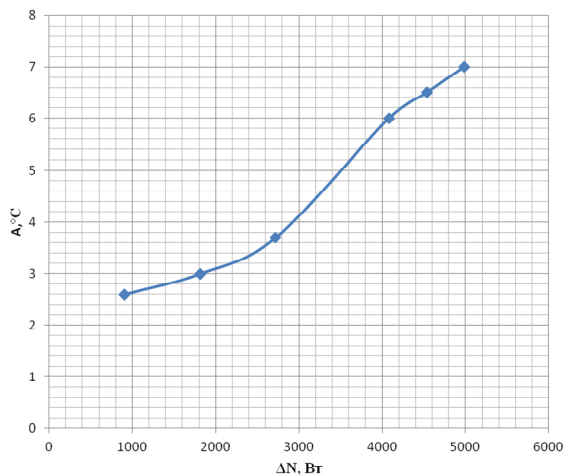


Рис. 4 – Залежність амплітуди усталених коливань температури рідини для тестової системи, що працює за двома режимами з рівними інтервалами часу від різниці середніх за циклограмою значень потужності

**Висновки.** Показано, що спрощений алгоритм теплогідрравлічного розрахунку в багаторежимних циклових системах гідроприводу, який враховує зміну в'язкості робочої рідини зі зміною температури, теплообмін з навколишнім середовищем через стінки трубопроводу, баку та гідроапаратів, дозволяє моделювати циклограму роботи приводу та визначати стабілізоване значення температури робочої рідини та час її стабілізації.

Встановлено, що при періодичній зміні режимів роботи гідроприводу, які відрізняються середньо-цикловою потужністю, система виходить на усталені коливання значень температури. Амплітуда коливань температури має близьку до лінійної залежність від різниці потужностей і залежить від часу перебування системи у кожному з режимів.

Запропонований алгоритм спрощеного теплогідрравлічного розрахунку може бути використано для розробки та реалізації циклограми випереджуючого підключення/відключення теплообмінних апаратів на основі розрахунку швидкості змін температури, початкового значення температури та тривалості наступного режиму роботи гідроприводу.

#### Список літератури

- Буренніков Ю. А. Гідрравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, І. А. Неміровський, Л. Г. Козлов – Вінниця: ВНТУ, 2013. – 273 с.
- Аврунин Г. А., Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: учебное пособие. Г. А. Аврунин, И. В. Грицай, И. Г. Кириченко [и др.]. – Харьков: ХНАДУ, 2008. 412 с.
- Бочаров В. П. Гідрравліка та гідропневмоприсрої авіаційної техніки: Навчальний посібник / В. П. Бочаров, М. М. Глазков, Г. Й. Зайончковський, [и др.]. – К.: «НАУ-друку», 2011. – 472 с.
- Черкашенко М. В. Гідропневмоавтоматика. /М. В. Черкашенко – Харьков: Гидроэлек, 2002.- 75 с.
- Узунов А. В. Экспериментальное исследование электрогидропривода со встроенной моделью / А. В. Узунов, А. А. Балагурин. // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – 2008– №2 (49). С. 28-32.
- Репин А. И. Идентификация и адаптация автоматических систем регулирования с использованием имитационных моделей. / А.

- И. Репин, А. Н. Максимов, Н. И. Смирнов, [и др.]. // ИММОД 2007: сб. тр. конф. – Санкт-Петербург: ФГУП ЦНИИ технологии судостроения, 2007. – С. 178 – 182.
- Козлов Л. Г. Гідропривод з пропорційним регулюванням швидкості паралельно підключених гідроциліндрів / Л. Г. Козлов, С. М. Лозовський, С. Л. Козлов // Вісник Хмельницького національного університету. –2010 – №3. – С. 38-43.
- Экснер Х. (Свешников) Гідропривод. Основы и компоненты. Учебный курс по гидравлике. Том 1. / Х. Экснер, Р. Фрейтаг, [и др.]; – Эрбах: Бош Рекстрот АГ, 2003. – 323 с.
- Свешников В. К. Станочные гидроприводы./ В. К. Свешников. А. А. Усов. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
- Дрекслер П. Учебный курс по гидравлике Том 3: проектирование и сооружение гидроустановок/ П.Дрекслер, Х. Фаати, Ф. Файхт [и др.]. – Манесманн Рексрот ГмбХ, Лор на Майне. – 1988. – 76 с.
- Лурье З. Я. Уравнение состояния и физико-механические характеристики рабочей жидкости при моделировании переходных процессов в гидроприводе / З. Я. Лурье, И. В. Николенко, А. Н. Рыжак // «Промышленная гидравлика и пневматика». – 2013. – №3(41). – С. 49–58.
- Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена /С. С. Кутателадзе – Изд. 5-е перераб. и доп. – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.
- Петухов Б. С. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в трубах при турбулентном течении жидкости околокритических параметров состояния / Б. С. Петухов, В. А. Курганов, В. Б. Анкудинов // ТВТ, – 1983. – № 1(21) – С. 92–100.
- Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б. С. Петухов. – М.: Энергия, 1967. – 411 с.
- Мухеев М. А. Основы теплопередачи. / Мухеев М. А., И. М. Мухеева. – М., «Энергия», 1977, – 344с.
- Пупена О. М., Програмування промислових контролерів у середовищі UNITY PRO О. М. Пупена., І. В. Ельєрін // Навчальний посібник. – К.: Видавництво Ліра-К, 2013. – 376 с.
- Петров И. В. Програмируемые контроллеры. Стандартные языки и приемы прикладного проектирования / И. В. Петров-М.: СОЛОН-Пресс, – 2004 – 236 с.
- Архангельский В. И., Децентрализованные информационно-управляющие системы в промышленности: монография / В. И. Архангельский, Г. Г. Грабовский, Н. Рыжук – К.: Техніка, 2006. – 530 с.
- Трофимов В. А. Рабочие жидкости систем гидропривода / В. А. Трофимов, О. М. Яхно, А. П. Губарев, [и др.]. – К.: НТУУ «КПИ», 2009. – 184 с.
- Murashchenko A. Simplified calculation of lines for hydraulic drive considering the change temperature of fluid / A. Murashchenko, O. Yakhno, A. Gubarev // Motrol. Vol. 15, № 5. – Lublin, 2013. 173-179.

#### References (transliterated)

- Buryennikov, Yu. A., I. A. Nemirov's'kyj, and L. G. Kozlov. *Gidravlika, gidro- ta pnevmopry'vody: navchal'nyj posibnyk*. Vinny'cya: VNTU, 2013. Print.
- Avrunin, G. A., et al. *Ob'emnyj gidroprivod i gidropnevmoavtomatika: uchebnoe posobie*. Kharkov: HNADU, 2008. Print.
- Bocharov, V. P., et al. *Gidravlika ta gidropnevmoap'stroyi aviacijnoyi texniki: Navchal'nyj posibnyk*. K.: «NAU-druk». 2011. Print.
- Cherkashenko, M. V. *Gidropnevmoavtomatika*. Kharkov: Gidroeleks, 2002. Print.
- Uzunov, A. V. and A. A. Balagurin. "Jeksperimental'noe issledovanie jelektrogidroprivoda so vstroenoj model'ju", *Visnik Kremenuch'kogo derzhavnogo politehničnogo universitetu imeni Mihajla Ostrograd's'kogo*, No. 2/2008 (49), Vol.2. 28-32. Print.
- Repin, A. I., et al. "Identifikacija i adaptacija avtomaticheskikh sistem regulirovanija s ispol'zovaniem imitacionnyh modelej", *IMMOD 2007: sb. tr. konf. – Sankt-Peterburg: FGUP CNII tehnologii sudostroenija*, 2007. 178-182. Print.
- Kozlov, L. H., S. M. Lozov's'kyj, and S. L. Kozlov. "Hidropryvod z proporsionnym rehulyvannjam shvydkosti paralel'no pidklyuchenykh hidrotsylindriv", *Visnyk Khmel'nyts'koho natsional'noho universytetu*, No. 3. 2010. 38-43. Print.

8. Jeksner, H. R. et al. *Gidroprivod. Osnovy i komponenty. Uchebnyj kurs po gidravlike*. 2003. Print.
9. Sveshnikov, V. K., A. A. Usov. *Stanochnye gidroprivody: Sprav.* Moscow.: Mashinostroenie. 1988. Print.
10. Dreksler, P. H. et al. *Uchebnyj kurs po gidravlike: proektirovanie i sooruzhenie gidroustanovok*. Manesmann Rexsroth GmbH, Lor na Majne. 1988. Print.
11. Lur'e, Z. Ya., I. V. Nikolenko, and A. N. Ryzhakov. "Uravnienie sostojanija i fiziko-mehaničeskie harakteristiki rabochej zhidkosti pri modelirovanii perehodnyh processov v gidroprivode", *Promyšlennaja gidravlika i pnevmatika*. No. 3(41). 2013. 49–58. Print.
12. Kutateladze, S. S. *Osnovy teorii teploobmena. Izd. 5-e pererab. i dop.* Moscow, Atomizdat, 1979. Print.
13. Petuhov, B. S., V. A. Kurganov, and V. B. Ankudinov. "Teploobmen i gidravličeskoe soprotivlenie v trubah pri turbulentnom tečenii zhidkosti okolo kritičeskikh parametrov sostojanija", *TVT*, No. 1(21). 1983. 92–100. Print.
14. Petuhov, B. S. *Teploobmen i soprotivlenie pri laminarnom tečenii zhidkosti v trubah*. Moscow: Jenergija, 1967. Print.
15. Miheev, M. A., I. M. Miheeva. *Osnovy teploperedachi. Izd. 2-e, stereotip*. Moscow, «Jenergija». 1977. Print.
16. Pupena, O. M., I. V. El'perin. *Prohramuvannya promyslovykh kontroleriv u seredovyshchi UNITY PRO: Navchal'nyy posibnyk*. Kiev.: Lira-K. 2013. Print.
17. Petrov, I. V. *Programmiruemye kontrollery. Standartnye jazyki i priemy prikladnogo proektirovanija*. Moscow: SOLON-Press. 2004. Print.
18. Arhangel'skij, V. I., G. G. Grabovskij, N. P. Ryzhuk. *Decentralizovannye informacionno-upravljajushhie sistemy v promyšlennosti*. Kiev: Tehnika. 2006. Print.
19. Trofimov, V. A., et. al. *Rabochie zhidkosti sistem gidroprivoda*. Kiev: NTUU «KPI». 2009. Print.
20. Murashchenko A. O. et. al. "Simplified calculation of lines for hydraulic drive considering the change temperature of fluid", *Motrol*. Vol. 15, No 5, Lublin. 2013. 173–179. Print.

Надійшла (received). 10.05.2017

*Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions*

**Багаторежимний гідропривод з випереджуючою стабілізацією температури рідини / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, В. Ю. Грішненко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 15–22. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2411-3441.

**Многорежимный гидропривод с упреждающей стабилизацией температуры жидкости / А. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, В. Ю. Грішненко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 15–22. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2411-3441.

**Multi-mode hydraulic drive with anticipatory stabilization of the working fluid temperature / О. P. Gubarev, O. S. Hanpanturova, V. Y. Hrishnenko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series : Hydraulic machinery and hydrounits. - Kh.: NTU "KhPI", 2017. – № 22 (1244). – P. 15–22. – Bibliogr.: 20 – ISSN 2411-3441.

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Губарев Олександр Павлович** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», професор кафедри Прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua

**Губарев Александр Павлович** – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», профессор кафедры Прикладной гидроаэромеханики и механотроники; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua

**Gubarev Oleksandr Pavlovich** – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Professor at Department of Fluid Mechanics and Mechatronics; tel.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua

**Ганпанцурова Оксана Сергіївна** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», доцент кафедри Прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: ganpanturova@ukr.net

**Ганпанцурова Оксана Сергеевна** – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», доцент кафедры Прикладной гидроаэромеханики и механотроники; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: ganpanturova@ukr.net

**Hanpanturova Oksana Serhiyivna** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Associate Professor at Department of Fluid Mechanics and Mechatronics; tel.: (044) 204-84-64; e-mail: ganpanturova@ukr.net

**Грішненко Віталій Юрійович** – магістрант, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», кафедра Прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: hrishnenko\_ma-51m@ukr.net

**Гришненко Виталий Юрьевич** – магистрант, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», кафедра Прикладной гидроаэромеханики и механотроники; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: hrishnenko\_ma-51m@ukr.net

**Grishnenko Vitalij Yuriyov`ch** – Master Student, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Department of Fluid Mechanics and Mechatronics; tel.: (044) 204-84-64; e-mail: [hrishnenko\\_ma-51m@ukr.net](mailto:hrishnenko_ma-51m@ukr.net)