

УДК 600-62

DOI: 10.18372/0370-2197.3(84).13857

А. М. МУРАЩЕНКО, О. М. ЯХНО, О. П. ГУБАРЕВ, В. Г. ВАСИЛЮК,  
М. КОВАЛЕНКО

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ*

## РОЗРАХУНОК МОБІЛЬНИХ ПРИВОДІВ МАШИН

*В статті розглянуто обґрунтування проблеми впливу температури на роботу систем гідравлічних приводів мобільних машин. Проведено визначення реологічних властивостей і коефіцієнта гідравлічного опору під час зміни температурних умов експлуатації мастил. Запропоновано спосіб перевірки системи на працездатність агрегатів залежно від вибору робочих рідин для різних умов експлуатації. Це дозволить досягти стабільності і ефективності роботи, що дуже важливо для всіх видів транспорту, особливо, якщо це відноситься до приводів мобільних машин. Ми пропонуємо практичний метод розрахунку. Запропонований спосіб моделювання для обчислення перехідного часу з надходженням потоку рідини при великій різниці температур між рідиною і температурою навколишнього середовища.*

**Ключові слова:** трубопровід, гідравлічний розрахунок, в'язкість, товщина стінки, швидкість рідини, коефіцієнти теплопровідності.

**Вступ.** Метою досліджень є розробка методики врахування перехідних процесів при розрахунку показників гідроприводу (зусилля, швидкість, витрата, тиск) який працює в неусталеному температурному режимі, врахування властивостей рідини при термічному розрахунку. Застосування методики, що враховує неусталений та розподілений за довжиною каналів вплив температури на дію гідроприводу, може бути виконано при моделюванні і проектуванні гідроприводу. Таке моделювання дозволить визначати функціонально-вразливі елементи приводу, що призводять до втрати працездатності.

**Постановка завдання.** Експлуатація гідравлічних мобільних машин відрізняється від експлуатації в різні температурні періоди, а також при їх запуску, тобто при перехідному процесі при запуску. Через значне пониження температури повітря, з'являється необхідність в заміні всіх рідин на більш в'язкі, такі як трансмісійні, моторні, гідравлічні масла, зимній дизель, антифріз, різні змазки [1-4].

Як відомо, гідравлічні масла забезпечують не тільки передачу гідравлічної потужності, але й виконують ряд інших важливих експлуатаційних функцій в тому числі змазку та охолодження деталей гідравлічного обладнання [1]. В авіаційних і машинобудівних гідравлічних приводах найбільшого застосування знайшли мінеральні мастила на нафтовій основі [1]. Правильний вибір гідравлічного мастила являється передумовою для бездоганної експлуатації гідроустановки. Властивості гідравлічних мастил залежать: від виду базового мастила; від ступеня очищення; від щільності; від в'язкості; від об'ємної міцності рідини і її схильності до кавітації; від схильності рідини до облітерації; від стисливості рідини; від вигляду і кількості присадок, що додаються (добавок) [1].

По визначенню в'язкості та густини робочих рідин (мастил) в перехідних процесах гідроприводів користуються визначенням в'язкості, густини:

$$\mu_i = \mu_0 \exp(\alpha \Delta p - \beta \Delta T) \quad \rho_i = \rho_0 (1 + \beta_T \Delta T)$$

де в наведених виразах коефіцієнти  $\mu_0$  та  $\rho_0$  є початковими значеннями, що зазвичай задаються при розрахунках, а величини шукані  $\mu_i$  та  $\rho_i$  визначають експериментально для кожного значення температури, що в свою чергу ускладнює процес гідротермічного розрахунку каналів мобільних машин при неусталених температурних режимах роботи. При цьому, визначення нового значення в'язкості, густини, вимагає знати значення перепаду температури, а відповідно є необхідність у визначенні густини теплового потоку,  $q$ , Вт/м<sup>2</sup>, для випадку конвективного теплообміну визначається рівнянням по закону Ньютона-Ріхмана:

$$q = \alpha (T_{cm} - T_{роб. під.}) dS = \left( \frac{\lambda}{\delta} \cdot (T_{cm} - T_{роб. під.}) \right).$$

В ряді випадків мастила мобільних приводів можуть проявляти аномалію в'язкості. Реологічна поведінка їх може бути подібною до поведінки псевдопластичних і дилатантних рідин. Реологічний закон в цьому випадку можна представити як степеневий закон Освальда-де-Віля [1-4]:

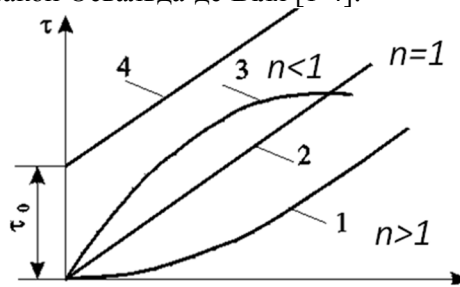


Рис. 1. Типові залежності напруження на внутрішній циліндричній поверхні від кутової швидкості обертання зовнішньої поверхні

$$\tau = K \cdot \dot{\gamma}^n, \quad (1)$$

де  $\tau$  – дотичне напруження,  $\dot{\gamma} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot R^3}$  – градієнт швидкості,  $Q$  – витрата рідини,  $K$  – міра консистенції рідини,  $n$  – показник степені, який характеризує ступінь відхилення властивості рідин від ньютонівської. Якщо  $n=1$  – це ньютонівські рідини і константа  $K$  співпадає зі значенням ньютонівської в'язкості  $\mu$  (залежність 2 на рис. 1), при  $n < 1$  – це псевдопластичні рідини (залежність 3 на рис. 1), а при  $n > 1$  – це дилатантні рідини (залежність 1 на рис. 1).

В'язкість робочої рідини залежить від температури і від тиску. При підвищенні температури в'язкість рідини зменшується і навпаки. В'язкість впливає на значення числа Рейнольдса, звідси і на коефіцієнт гідравлічного тертя  $\lambda$ , тобто на втрати по довжині в гідроприводі і на енергію транспортування рідини.

При дослідженні авторами [3,4] раніше були зроблені дослідження та аналіз таких властивостей, наприклад, реологічні залежності дотичної напруги від градієнта швидкості для мастила Nuto H 22 представлено на рис.2. для різних значень температури.

Проаналізувавши рис. 2 можна побачити, як змінюється динамічна в'язкість при збільшенні градієнта швидкості. При +20°C залежність характеризується рівнянням  $\tau = 0,2155 \dot{\gamma}^{0,765}$  і виявляє псевдопластичну поведінку

рідини, так як показник ступені  $n < 1$ , а при температурі  $+80^\circ\text{C}$  показник  $n > 1$  показує, що мастило Nuto H 22 дилатантна рідина.

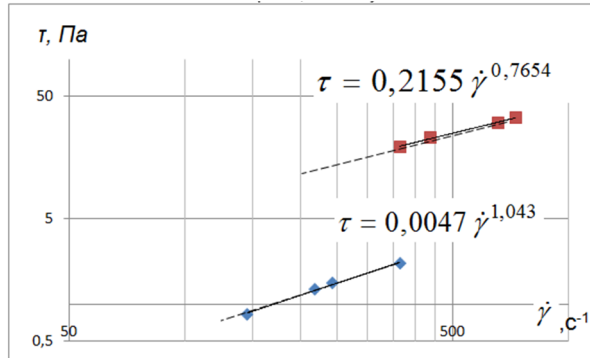


Рис.2. Реологічні криві для мастила Nuto H 22 (+20,+90°C)

Це ускладнює теоретичний розрахунок, наприклад, для перехідного процесу системи приводу в початок запуску при різних значеннях температури подачі рідини та температури самого мобільного агрегату.

Гідравлічні системи при різних режимах роботи мають тупикові, проточні зони, ділянки в яких накопичуються різні присадки та інші. Але під час експлуатації приводу тупикові лінії та ділянки з накопиченням фракцій, можуть ставати проточними і задіяними в роботі системи, а проточні – навпаки. Вони мають розраховуватись за методиками з врахуванням різних фізичних властивостей та розрахункових залежностей. Внаслідок цього для кожного режиму роботи приводу окремі елементи можуть мати одночасно різні експлуатаційні умови (температура, теплообмін, тиск, швидкість), які змінюються у часі. Таким чином, для коректного опису мобільного гідравлічного приводу необхідно виконувати локальне врахування реологічних властивостей рідин за окремими елементами системи та експлуатаційним режимом приводу [4-7].

Швидкість потоку рідини обчислювалася по заданому перепаду тиску з урахуванням коефіцієнта місцевого опору:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_m + \Delta p_2, \quad (2)$$

де  $\Delta p_1$  перепад тиску на ділянці  $l_1$ , а  $\Delta p_2$  перепад тиску на ділянці  $l_2$ ,  $\Delta p_m$  – перепад тиску при місцевому опорі. Швидкість робочої рідини на ділянках приймаємо середню  $U = \bar{U}$ .

Значення  $\Delta p_1$ :

$$\Delta p_1 = \alpha_n \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2} = \alpha_{n1} \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{\rho \cdot U^2_1}{2} + \sum_0^i (l_1 - l_{1i}) \cdot \frac{\alpha_{n1i}}{d_1} \cdot \frac{\rho \cdot U^2_1}{2}$$

В результаті для гідравлічної моделі трубопроводу з місцевим опором отримаємо розрахункові значення швидкості потоку:

$$U_i \Rightarrow \frac{\xi_{ml} \cdot \rho}{2} \cdot U^2_1 + 32 \cdot \rho \cdot \left( \frac{v_1 \cdot l_1 + \sum_0^i (l_1 - l_{1i}) \cdot v_{1i}}{d_1^2} + \frac{v_2 \cdot l_2 + \sum_0^i (l_2 - l_{2i}) \cdot v_{2i}}{d_2^2} \right) \cdot U_1 - \Delta p = 0.$$

швидкість робочої рідини для гідравлічної моделі визначаємо як (2):

$$U_{i(1,2)} = \frac{-32 \cdot \rho \cdot \left( \frac{v_1 \cdot l_1 + \sum_0^i (l_1 - l_{li}) \cdot v_{li}}{d_1^2} + \frac{v_2 \cdot l_2 + \sum_0^i (l_2 - l_{2i}) \cdot v_{2i}}{d_2^2} \right) \pm \sqrt{\left( \frac{v_1 \cdot l_1 + \sum_0^i (l_1 - l_{li}) \cdot v_{li}}{d_1^2} + \frac{v_2 \cdot l_2 + \sum_0^i (l_2 - l_{2i}) \cdot v_{2i}}{d_2^2} \right)^2 + 2 \cdot \xi_{ml} \cdot \rho \cdot \Delta p}}{\xi_{ml} \cdot \rho} \quad (2)$$

Наступні дослідження були для розгляду задачі визначення часу стабілізації швидкості рідини в гідроприводі при перехідному процесі, з різними геометричними параметрами каналів [3-6]. При врахуванні параметрів, що залежать від зміни температури в більшості джерел коефіцієнт теплопередачі  $k_i$  приймають дещо в скороченій формі для спрощення розрахунків, а це при перехідних процесах дає більшу похибку розрахунку. Коефіцієнт теплопередачі  $k_i$  (Вт/(м<sup>2</sup>·°C)), який враховуємо при зміні температури [2,3,6]:

$$\Delta t = T_p - T_c = \frac{Q_c}{\sum S_i \cdot k_i}, \quad k_i = \frac{q}{\Delta t}$$

визначаємо як:

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{рід.вкан.}(тепл)} \cdot d_{\text{внут}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ст.}(хол)} \cdot d_{\text{зов}}}}, \quad (3)$$

де  $\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} = \frac{1}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \left( \frac{d_{\text{зов}}}{d_{\text{внут}}} \right)$  – термічний опір теплопровідності циліндричної стінки,

$\frac{1}{\alpha_{\text{рід.вкан.}(тепл)} \cdot d_{\text{внут}}}$  – термічний опір тепловіддачі,  $\lambda_{\text{ст}}$  коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки Вт/(м·°C);  $\delta_{\text{ст}}$  – товщина стінки,  $\alpha$  – відповідні коефіцієнти теплопровідності матеріалу від стінки до рідини, стінки та навколишнього середовища.

Лінійний (на 1 м довжини труби) коефіцієнт теплопередачі визначаємо як :

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{рід.вкан.}(тепл)} \cdot d_{\text{внут}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \left[ \frac{d_{\text{зов}}}{d_{\text{вн}}} \right] + \frac{1}{\alpha_{\text{ст.}(хол)} \cdot d_{\text{зов}}}}$$

Розглянемо модель гідравлічного каналу, рис.3, з відповідними параметрами температури рідини на вході +20°C та каналу -20°C, діаметрами 10мм та 6мм, товщиною стінки 2мм, матеріал приймаємо сталь (коефіцієнт теплопередачі  $k_i = 52$  (Вт/(м<sup>2</sup>·°C))). Для таких умов втрати теплового потоку будуть рівні:

$\frac{52}{0,002} * 40 = 1040$  кВт, якщо товщина каналу буде 6 мм то втрати теплового потоку

будуть рівні:  $\frac{52}{0,006} * 40 = 346$  кВт, що в десятки разів відрізняється.

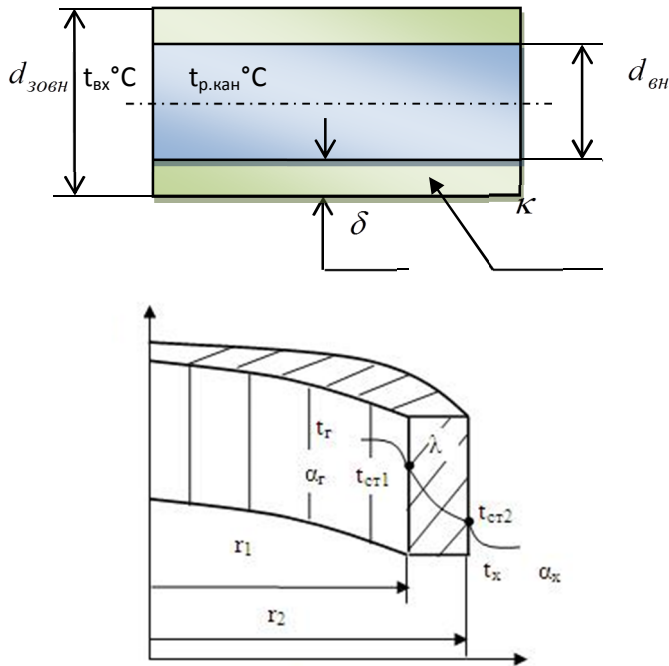


Рис. 3. Гідрравлічна модель каналу гідрравлічного приводу ( $\alpha_r$  і  $\alpha_x$  – коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки і від стінки до холодного теплоносія, відповідно;  $t_r$  і  $t_x$  – температура гарячого і холодного теплоносія)

**Висновки.** Задача такого типу розрахунків ускладнюється при розрахунку перехідного процесу, коли йде так званий процес витіснення холодної рідини з каналу, рідиною що заходить при пусковому моменті (наприклад, мобільна привод начіпного обладнання тракторів, приводи авіаційних агрегатів що працюють короткочасно і т.п.). Відповідно зробивши наближену модель і методику з врахуванням зміни товщини каналів, конвективного теплообміну (з врахуванням повного термічного опору теплопередачі (3)) в середині каналу при перехідних процесах, може надати прогнозування працездатності гідроприводів мобільних машин в неусталених температурних умовах роботи.

#### Список літератури

1. Трофимов В. А. Рабочие жидкости систем гидропривода / В. А. Трофимов, О. М. Яхно, А. П. Губарев, Р. И. Солонин // Київ. – 2009.
2. Лур'є З. Я. Уравнение состояния и физико-маханические характеристики рабочей жидкости при моделировании переходных процессов в гидропривод / Лур'є, З.Я., Ніколенко, Ю.В., Рижаків, А.Н. // Промышленная гидравлика и пневматика. - 2013. – Том 41, № 3. - С. 49–58.
3. Petukhov, B.S. Teploobmen y hydravlycheskoe soprotivlyeniye v trubakh pry turbulentnom techenyy zhydkosty okolokrytycheskykh parametrov sostoiannya / Petukhov, B.S., Kurhanov, V. A., Ankudynov, V.B. // no 1(21), - 1983. TVT.

4. Murashchenko A. Simplified calculation of lines for hydraulic drive considering the change temperature of fluid / Alyona Murashchenko, Oleg Yakhno, Aleksandr Gubarev // MOTROL. Vol. 15, №5. – Lublin, 2013. P.173-179 – 192 p.

5. Murashchenko A. M. Calculation of hydraulic channels of drives with taking in to account temperature and viscosity changes /A. M. Murashchenko, A. P. Gubarev, O. M. Yakhno, O. V. Tyzhnov // Mechanics and Advanced Technologies. Vol 83, No 2 (2018) P. 5-10

6. Mykheev, M.A. Osnovy teploperedachy / Mykheev, M.A. y Mykheeva Y.M // Enerhiya, Moskva, Rossyia. – 1977.

7. Leonid G. Kozlov. Experimental research characteristics of counterbalance valve for hydraulic drive control system of mobile machine / Leonid G. Kozlov Leonid K. Polishchuk, Mikola P. Korinenko, Roman M. Horbatiuk, Orazalieva S., Ussatova, O// Przegląd Elektrotechniczny n4 ( 2019), p.104-109, Doi: 10.15199/48.2019.04.18

Стаття надійшла до редакції 19.09.2019.

**Яхно Олег Михайлович** – д-р техн. наук, професор, професор кафедри прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки КПІ ім. Ігоря Сікорського, [o.yahno@kpi.ua](mailto:o.yahno@kpi.ua)

**Губарев Олександр Павлович** – д-р техн. наук, професор, професор кафедри прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки КПІ ім. Ігоря Сікорського, [Gubarev@i.ua](mailto:Gubarev@i.ua)

**Муращенко Альона Миколаївна** – канд. техн. наук, старший викладач кафедри прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки КПІ ім. Ігоря Сікорського, [a.kirya@i.ua](mailto:a.kirya@i.ua)

**Василюк Владислав Геннадійович** – студент кафедри прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки КПІ ім. Ігоря Сікорського

**Коваленко Максим** – студент кафедри прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки КПІ ім. Ігоря Сікорського

A. M. MURASHCHENKO, O. M. YAKHNO, O. P. GUBAREV, V. G. VASILYUK,  
M. KOVALENKO

## CALCULATION OF MOBILE DRIVES OF MACHINES

This article analyzes the rationale and problems of temperature influence on the work of hydraulic systems of mobile machines. In the article is giving the definition of the rheological properties and the coefficient of hydraulic resistance for the hydraulic elements when the temperature conditions of operation of aircraft and machine oils changes. Hydraulic systems with different operating modes have dead-end, flow zones, areas in which various additives and others accumulate. But during the operation of the drive deadlock lines and areas with accumulated fractions can become flowing and involved in the operation of the system, and flow - on the contrary. They should be calculated according to methods taking into account different physical properties and calculated dependencies. As a result, for each drive mode, individual elements can have different operating conditions (temperature, heat exchange, pressure, speed) that change over time. Thus, for the correct description of the mobile hydraulic actuator it is necessary to carry out a local account of the rheological properties of liquids by the individual elements of the system and the operating mode of the actuator. There is represent a method for testing the system on the performance of units depending on the choice of working fluids for different operating conditions. This allows achieve the stability and efficiency, which is very important for all transport models, especially if it relates to mobile machines. We propose a practical method of the calculation. Research to consider the problem of determining the time of stabilization of fluid velocity in the hydraulic drive during the transition process, with different geometrical parameters of the channels. Taking into account the parameters that depend on the temperature change in most sources, the heat transfer coefficient is taken somewhat in short form to simplify the calculations, which in transients gives a greater error of calculation. Proposed a method for of modelling to calculate the transient time with the receipt of the fluid flow in a large temperature difference between the fluid and the ambient temperature.

**Key words:** a tubing, hydraulic calculation, a temperature, a viscosity, flow velocity

### References

1. Trofy`mov V. A. Rabochy`e zhy`dkosty` sy`stem gy`dropy`voda / V. A. Trofy`mov, O. M. Yaxno, A. P. Gubarev, R. Y`. Solony`n // Kyiv. – 2009.
2. Lur'ye Z. Ya.. Uravneny`e sostoyany`ya y` fy`zy`ko-maxany`chesky`e xaraktery`sty`ky` rabochej zhy`dkosty` pry` modely`rovany`y` perezodny`x procesov v gidropy`vod / Lur'ye, Z.Ya., Nikolenko, Yu.V., Ry`zhakov, A.N. // Promyshlennaya gy`dravly`ka y` pnevmaty`ka. - 2013. – Vol/ 41, № 3. - P. 49–58.
3. Petukhov, B.S. Teploobmen y` hy`dravlycheskoe soprotyvlenye v trubakh pry` turbulentnom techeny` zhy`dkosty` okolo`krytychesky`kh parametrov sostoi`aniya / Petukhov, B.S., Kurhanov, V. A., Ankudynov, V.B. // no 1(21), - 1983. TVT.
4. Murashchenko A. Simplified calculation of lines for hydraulic drive considering the change temperature of fluid / Alyona Murashchenko, Oleg Yakhno, Aleksandr Gubarev // MOTROL. Vol. 15, №5. – Lublin, 2013. P.173-179 – 192 p.
5. Murashchenko A. M. Calculation of hydraulic channels of drives with taking in to account temperature and viscosity changes /A. M. Murashchenko, A. P. Gubarev, O. M. Yakhno, O. V. Tyzhnov // Mechanics and Advanced Technologies. Vol 83, No 2 (2018) P. 5-10.
6. Mykheev, M.A. Osnovy` teploperedachy` / Mykheev, M.A. y` Mykheeva Y.M // Enerhiya, Moskva, Rossyia. – 1977.
7. Leonid G. Kozlov. Experimental research characteristics of counterbalance valve for hydraulic drive control system of mobile machine / Leonid G. Kozlov Leonid K. Polishchuk, Mikola P. Korinenko, Roman M. Horbatiuk, Orazalieva S., Ussatova, O// Przegląd Elektrotechniczny n4 ( 2019), p.104-109, Doi: 10.15199/48.2019.04.18.