

Визначення логіки активізації дій типових елементів виконують на основі аналізу процесу функціонування. Отриману інформацію фіксують за допомогою цифро-графічної структури.

Математичний опис формують на основі схеми моделі з врахуванням цифро-графічної структури. Кожну дію, пряму та зворотну, кожного елемента заміняють, відповідно до його типу, математичними описами, які визначають з бібліотеки за типом елемента. Кожен зв'язок між елементами в схемі моделі, прямий та зворотний, також заміняють їх математичними описами. Система математичних залежностей, яка записана в порядку їх активізації відповідно до цифро-графічної структури, представляє математичний опис процесу функціонування. Представлення математичного опису у комп'ютерному вигляді, наприклад в програмі Simulink або SciLab, перетворює математичний опис у математичну модель, яка дозволяє моделювати процес функціонування об'єкту.

#### Список літератури.

1. *System dynamic: a unified approach/* Dean C. Karnopp, Donald L. Margolis, Ronald C. Rosenberg. - A WILEY-INTERSCIENCE PUBLICATION John Wiley & Sons Inc. 1990.- 514p.
2. *Петренко, А.И. Автоматизация схемотехнического проектирования в машиностроении: Учебное пособие/* А.И.Петренко, В.В.Ладогубец, В.В.Чкалов. – К. : УМК ВО, 1988. - 180с.

#### УДК 621.22

**Грiшненко В.Ю.\*\***, **Ганпанцурова О.С.\*\***, **Тижнов О.В.\***, **Губарев О.П.\*\***

\* ДП «АНТОНОВ» м. Київ

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

### СПРОЩЕНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМУ ГІДРОПРИВОДУ

Предметом розгляду є теплогідрравлічні процеси, що відбуваються при роботі систем гідроприводу, дії яких мають декілька режимів з відмінною споживаною потужністю [1]. В якості інструмента досліджень при створенні моделі використано циклічно-модульний підхід до опису замкнених систем [2]. Підвищення температури впливає на старіння робочої рідини, призводить до зниження в'язкості і зростання об'ємних втрат. Інтенсифікуються зношення пар тертя, відбувається зниження об'ємного ККД і зменшення ресурсу системи. Експлуатація при низьких температурах призводить до зростання втрат тиску і сил тертя в рухомих з'єднаннях, а процес стабілізації температури робочої рідини стає більш енергоємним і тривалим. Перелічені наслідки змін температурного режиму призводять до погіршення динамічних характеристик, зниження надійності і підвищення енергоспоживання систем гідроприводу, що є вкрай важливим для мобільного та авіаційного гідроприводу.

Мета досліджень полягає в підвищенні точності врахування температурного режиму при проектуванні систем гідроприводу.

Робота системи розглянута як послідовність відпрацювання декількох заздалегідь відомих режимів. Для розрахунку зміни температури робочої рідини в одному режимі запропоновано спрощений алгоритм, який не враховує нерівномірність розподілу температури за елементами системи, не враховує нагрів рідини від теплових потоків, спричинених парами тертя, нехтує нерівномірністю умов конвективного теплообміну з оточуючим середовищем. При переході на наступний режим за початкові дані беруться останні значення температури рідини і елементів, розраховані в попередньому режимі.

Алгоритм моделювання складається з чотирьох основних блоків: I – розрахунок балансу підведеної, спожитої та відведеної потужності в гідросистемі; II – визначення теплового потоку, що проходить через рідину; III – розрахунок зміни температури рідини,

що знаходиться в трубопроводі; IV – розрахунок зміни температури рідини в баці.

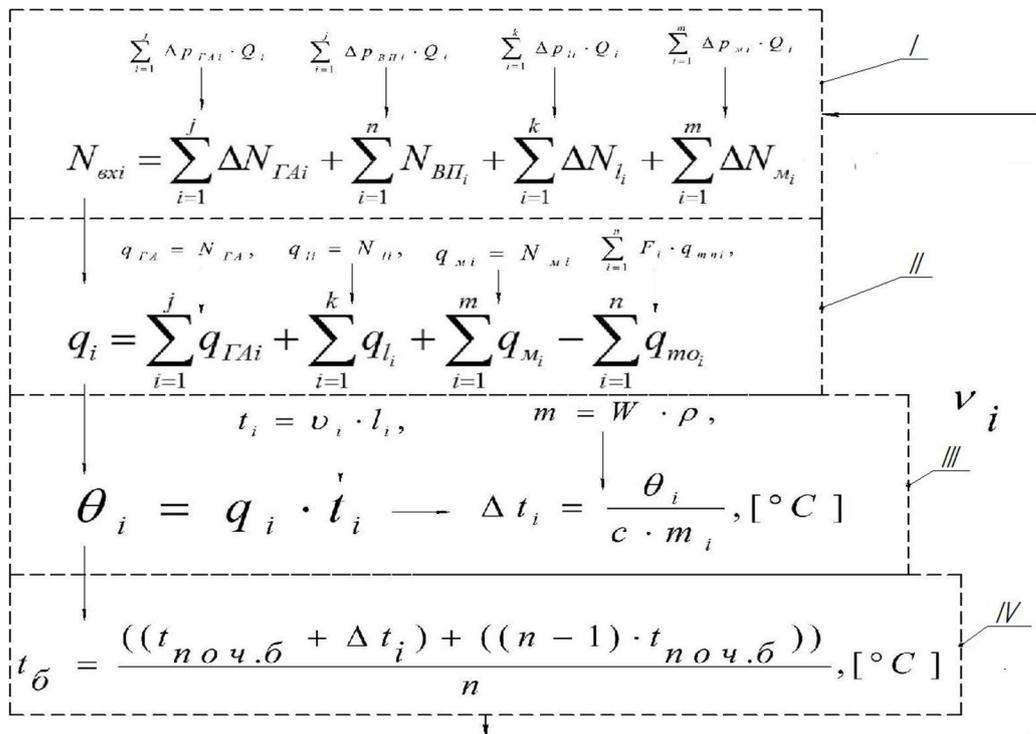


Рис. 1. Алгоритм розрахунку температури та часу стабілізації і-го режиму роботи гідросистеми

Реалізацію алгоритму було виконано в пакеті Microsoft Excel за допомогою Visual Basic. На першому етапі користувач задає у окремих вікнах кількість виконавчих пристроїв (від одного до трьох) та послідовність їх спрацювання. На другому етапі додаються геометричні параметри та зовнішнє навантаження:  $d_{\text{ц}i}, d_{\text{шт}i}$  – діаметри циліндрів і штоків;  $F_i$  – зусилля на приводі (при прямому і зворотному ході),  $V_i$  – швидкість руху виконавчого органу. На третьому етапі –  $p_{\text{н.с.}}$  – тиск живлення;  $Q_{\text{н.с.}}$  – витрата насосної станції;  $t_{\text{н.с.}}$  – температура навколишнього середовища;  $W_{\text{б}}$  – об’єм робочої рідини в баці;  $d_{\text{мп}i}$  – діаметр кожної ланки трубопроводу;  $l_j$  – довжина ланок трубопроводу, параметри робочої рідини, наприклад, NUTO-22Н, HFC-46, VG-22.

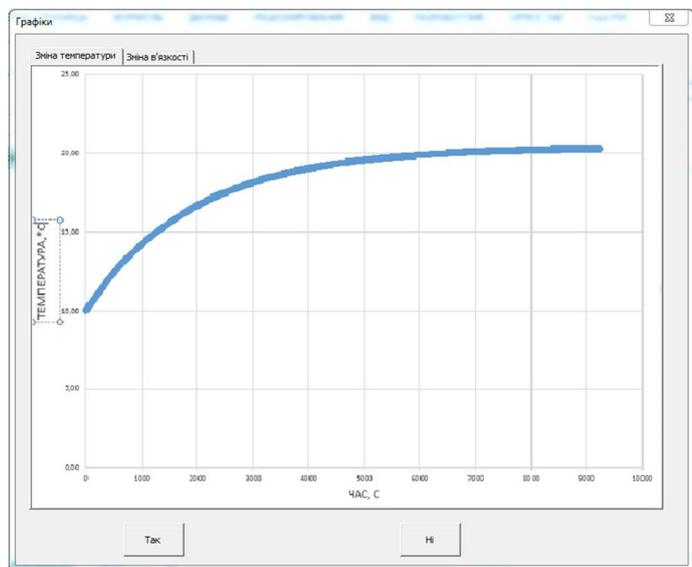


Рис. 2. Залежність температури рідини від часу в фіксованому режимі експлуатації

Після внесення даних відбувається моделювання процесу зміни температури робочої рідини у часі (рис. 2). Результат відпрацювання алгоритму дає термін виходу та значення стабілізованої температури рідини. Розроблений алгоритм дозволяє прогнозувати час стабілізації температури робочої рідини для певного режиму роботи в заданих умовах експлуатації та перехід до моделювання наступного режиму з відомими початковими даними. Це може бути враховано в алгоритмах керування, у тому числі, теплообмінними

пристроями системи. Надалі планується проведення тестових фізичних експериментів із зміною режимів роботи системи та додатковим керуванням контуром охолодження рідини.

#### Список літератури

1. Бочаров В. П. Гідравліка та гідропневмопристрої авіаційної техніки / В. П. Бочаров, М. М. Глазков, Г. Й. Зайончковський, Т. В. Тарасенко, В. А. Трофімов. – К. : «НАУ-друк», 2011. – 472 с.
2. Губарев А.П. Причинно-следственная модель объектов гидропневоавтоматики – особенности и свойства.- К.: НТУУ «КПИ», 1999.-107с.

УДК 621.22

Ганпанцурова О.С., доц., к.т.н., Губарев О.П., проф., д.т.н., Грішненко В.Ю., студ. «КПІ ім. Ігоря Сікорського», м. Київ

### СТАБІЛІЗАЦІЯ ТЕМПЕРАТУРИ РІДИНИ В ЦИКЛОВОМУ ГІДРОПРИВОДІ

Предметом досліджень є зміна температури робочої рідини в цикловому гідроприводі. Дослідження спрямовані на встановлення закономірностей змін температури рідини під час роботи гідроприводу.

Проаналізовано взаємний вплив температури рідини і параметрів роботи гідроприводу та підходи щодо його врахування [1-3]. В роботі виконано модельні експерименти з досліджень змін температури робочої рідини в залежності від змін циклограми роботи системи. Показано, що алгоритм моделювання повинен враховувати підведену потужність, зовнішнє навантаження, початкову температуру рідини, циклограму та тривалість режимів роботи гідроприводу. Встановлено, що процеси теплообміну є більш інерційними, ніж вплив режиму або навантаження на потужність теплового потоку. Підтверджено можливість визначення часу стабілізації температури та стабілізованого значення температури за результатами моделювання. Отримано залежності впливу амплітуди та частоти коливань середньої потужності системи для різних режимів експлуатації на зміни температури рідини.

Запропоновано 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  $N_{Hyd}$ , на надлишкову витрату насосного агрегату  $N_{\Delta Q}$ :

$$N_p = N_A + N_{Hyd} + N_{\Delta Q} = p_p \cdot Q_p = F_{ext} \cdot Q_A / S_{ef} + \Delta p_{1,\zeta} \cdot Q_A + p_p \cdot (Q_p - Q_A), \quad (1)$$

де  $p_p$  - тиск на вході системи,  $Q_p$  - витрата насосного агрегату,  $F_{ext}$  - усереднене на такті навантаження,  $Q_A$  - споживана витрата,  $S_{ef}$  - ефективна площа циліндру,  $\Delta p_{1,\zeta}$  - сумарні втрати тиску при русі споживаної витрати рідини.

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

$$p_p \cdot Q_p = const = F_{ext} \cdot Q_A / S_{ef} + \Delta p_{1,\zeta} \cdot Q_A + p_p (Q_p - Q_A), \quad (2)$$

$$p_p \cdot Q_p - F_{ext} \cdot Q_A / S_{ef} = \Delta p_{1,\zeta} \cdot Q_A + p_p (Q_p - Q_A) = N_{heat}. \quad (3)$$

Відповідно до (3) повне споживання витрати виконавчими пристроями призведе до виразу (4), згідно з яким потужність теплового потоку матиме лінійну залежність від