

DOI 10.32820/2079-1747-2021-28-56-65

УДК 681.3

## **ЗНИЖЕННЯ ПОХИБКИ ВИМІРУ ОБЕРТАЮЧОГО МОМЕНТУ ТУРБІНИ ЗА РАХУНОК ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ ЗАСПОКОЄННЯ КОЛИВАЛЬНИХ ПРОЦЕСІВ В ЕЛЕКТРОМАШИННОМУ ГАЛЬМІ**

**©Канюк Г.І., Мезеря А.Ю., Близниченко О.М., Василюк Т.Ю., Бикова Т.І.**

*Українська інженерно-педагогічна академія*

### **Інформація про авторів:**

**Канюк Геннадій Іванович (Канюк Геннадий Иванович, Kanyuk Gennady):** ORCID: 0000-0003-1399-9039; genadiykanuk@gmail.com; доктор технічних наук, професор, Українська інженерно-педагогічна академія, професор кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

**Мезеря Андрій Юрійович (Мезеря Андрей Юрьевич, Mezerya Andrey):** ORCID: 0000-0003-2946-9593; mezzar@mail.ru; кандидат технічних наук, доцент, Українська інженерно-педагогічна академія, доцент кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

**Близниченко Олена Миколаївна (Близниченко Елена Николаевна, Blyznychenko Olena):** ORCID: 0000-0002-2774-5200; art-studio\_diana\_@ukr.net ; Українська інженерно-педагогічна академія, ст. викладач кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

**Василюк Тетяна Юхимівна (Василюк Татьяна Ефимовна, Vasilecz Tatyana):** ORCID: 0000-0002-2148-8645; vasyulecz.t.y@uipa.edu.ua; кандидат технічних наук, доцент, Українська інженерно-педагогічна академія, доцент кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

**Бикова Тетяна Іллівна (Быкова Татьяна Ильинична, Bykova Tatyana):** ORCID: 0000-0002-8872-0939; bykova.t.i@uipa.edu.ua ; Українська інженерно-педагогічна академія, ст. викладач кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

У статті наведено аналіз перехідних процесів в електромашинному гальмі, у якості якого встановлено генератор постійного струму і які використовуються при дослідженні параметрів гідравлічних машин в спеціалізованих гідротурбінних лабораторіях, або в інших галузях виробництва, де треба вимірювати обертаючий момент таким способом.

Встановлено, що підвищення точності вимірювання обертаючого моменту при використанні електромашинного гальма пов'язане з більш точним обліком електромагнітних перехідних процесів в електричних балансирних машинах при змінах і коливаннях приводних параметрів (для гідравлічних систем це витрата і напір) та визначенням точного часу встановлення стаціонарного режиму, у якому залишкові коливальні процеси не будуть робити істотний внесок у загальну похибку.

Отримана аналітична залежність часу заспокоєння системи від параметрів електромашинного гальма, а саме від електромагнітної та механічної постійних часу, обумовлених конструктивними особливостями електромашинного гальма.

Проведені експериментальні дослідження, що дозволяють зробити висновки про адекватність запропонованих рівнянь, що дає можливість використовувати їх на практиці, зокрема, при проведенні модельних випробувань гідромашин з метою зниження похибки

вимірювання обертаючого моменту на валу і визначення коефіцієнта корисної дії гідромашини.

**Ключові слова:** точність, помилка виміру, обертаючий момент, електромашинне гальмо.

**Kanyuk G., Mezerya A., Blyznychenko O., Vasilecz T., Bykova T.** "Reduction of the turbine torque measurement error by determining the settling time of oscillatory processes in the electric machine brake".

An analysis of transients in electric machine brake, which are used in research of hydraulic machines parameters in specialized hydro-turbine laboratories or in other industries where it is necessary to measure torque in this way, is presented in the article.

It was established that an increase in the accuracy of torque measurement when using an electric machine brake is associated with a more accurate accounting of electromagnetic transient processes in electric balancing machines at changes and fluctuations of drive parameters (for hydraulic systems it is flow rate and head) and determination of the exact time of the stationary mode setting, in which residual oscillatory processes will not contribute significantly to the overall error.

The analytical dependence of the system settling down time on the parameters of the electric machine brake, namely on the electromagnetic and mechanical time constants caused by design features of the electric machine brake, was obtained.

Experimental researches were carried out which allow drawing conclusions about the adequacy of the proposed equations and make it possible to use them in practice, in particular, when carrying out hydraulic machines model tests with the aim of reducing the error in measuring the torque on the shaft and determining the hydraulic machine efficiency.

**Keywords:** accuracy, measurement error, torque, electric machine brake.

### **Постановка проблеми та її зв'язок з важливими науковими і практичними завданнями**

Модельні випробування гідротурбін є на сьогоднішній день найбільш точним методом визначення енергетичних, кавітаційних, силових та інших характеристик турбіни. Головною вимогою, що висувається до модельних випробувань, є виключно висока точності вимірювань всіх параметрів моделі. Міжнародна Електротехнічна Комісія (МЕК) при проведенні модельних приймально-здавальних випробувань гідравлічних турбін рекомендує вимірювати коефіцієнт корисної дії (ККД) моделі, що є основною характеристикою її роботи, з похибкою не більше  $\pm(0,3 \div 0,5)\%$ . Однак очевидно, що бажаною величиною похибки є величина  $\pm(0,2 \div 0,3)\%$  [1, 2].

Проблема зниження похибки визначення ККД полягає у збільшенні точності вимірювання кожної складової, що ставить завдання необхідності визначення неврахованих факторів, що дозволяють знизити похибки. Крім того, стає все важче на вже відпрацьованих конструкціях гідротурбін знаходити якісь нові конструктивні рішення, які хоча б трохи підвищували ККД, і визначати це незначне, але дуже важливе покращення характеристик гідромашин.

Великий внесок у загальну похибку вимірювання ККД моделі вносить похибку вимірювання обертаючого моменту, яка залежить від похибок вимірювання сили і довжини важеля. Остання, як показали багаторазові вимірювання, зазвичай не перевищує  $\pm 0,02\%$ . Тому гранична відносна похибка вимірювання обертаючого моменту залежить від способу вимірювання сили. На існуючих стендах сила  $F$ , пропорційна крутному моменту турбіни і передається на статор балансірної машини, визначається за допомогою динамометра –

генератора-двигуна постійного струму незалежного збудження, значення частоти обертання якого залежить від електромагнітної постійної  $T_E$  і автоматичної системи регулювання параметрів турбіни.

Наявність динамічної складової моменту на валу призводить до появи додаткової похибки вимірювання моменту, а гранична відносна похибка вимірювання обертаючого моменту в залежності від конструктивних особливостей балансірної машини, а також класу точності силовимірювальної апаратури і динамічної складової моменту зазвичай знаходиться в межах  $\pm (0,1 \div 0,2)\%$ .

Подальше підвищення точності вимірювання обертаючого моменту моделі гідротурбіни пов'язане з більш точним обліком електромагнітних перехідних процесів в електричних балансірних машинах при змінах і коливаннях витрат і напорів на випробувальних стендах та визначенням точного часу встановлення стаціонарного режиму.

### **Аналіз останніх досліджень і публікацій**

Робот з дослідження перехідних процесів у електромеханічних системах гідротурбінах досить багато [3-6], проте через цілу низку спрощень, закладених у розрахунках, самі розрахунки стають недостатньо точними. Проводяться дослідження динамічної стійкості гідроагрегатів та електричних приводів [7] та систем керування [4, 5, 8, 9].

Розглядаються актуальні питання регулювання на основі ПД-регуляторів, та їх оптимізація [10-14].

Але як в нормативних документах щодо прийомних випробувань гідромашин, так і в дослідження вітчизняних та закордонних авторів відсутні дані про методіку визначення часу заспокоєння системи «модель гідротурбіни-генератор» при проведенні приймально-здавальних випробувань гідравлічних машин, що і визначило мету справжньої роботи.

### **Виклад основного матеріалу**

У загальному випадку величину моменту  $M$  [Н·м] можна визначити з балансу потужностей:

$$M = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{Q \cdot H \cdot \eta \cdot \rho}{n} \quad (1)$$

де  $Q$  – витрата рідини, м<sup>3</sup>/с;  $H$  – гідравлічний напір, м;  $\eta$  – ККД моделі гідромашини, у.о.  $\rho$  – щільність рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $n$  – частота обертання турбіни, хв<sup>-1</sup>.

Зміна гідравлічної потужності відбувається за рахунок відкриття (закриття) напрямного апарату. При збільшенні відкриття напрямного апарату  $\alpha$  збільшується витрата рідини  $Q$ , внаслідок чого відбувається наростання обертаючого моменту  $M$ , і паралельно з цим збільшується частота обертання  $n$ .

Розглянемо, як змінюватиметься момент на валу турбіни при постійній частоті обертання, якщо за час  $T$  відкриття  $\alpha$  збільшується або зменшується на  $\Delta\alpha$ . Нехай зміна відкриття  $\Delta\alpha$  відбувається з постійною швидкістю  $\Delta\alpha(t) = \alpha \cdot t/T$  в межах  $0 < t < T$ , а далі, при  $t > T$ , відкриття зберігається постійним [3].

Вихідне рівняння моменту для таких умов:

$$(K \cdot p + 1) \cdot \Delta M = (N \cdot p + A) \cdot \Delta\alpha \quad (2)$$

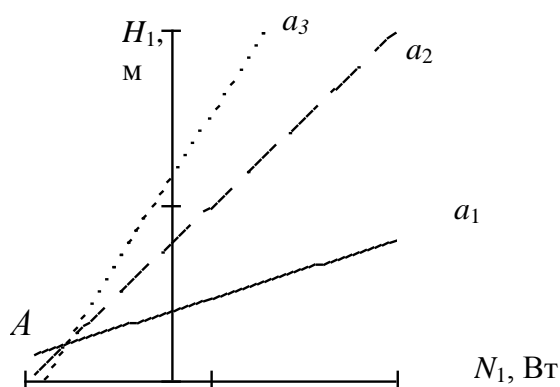
Після інтегрування (2) з урахуванням початкових умов ( $t=0$ ,  $\Delta M=0$ ), отримуємо рівняння зміни обертаючого моменту:

$$\Delta M = \Delta\alpha \cdot \left[ A - \frac{T_L \cdot C}{T} \cdot \left( 1 - \exp\left(-\frac{T}{K}\right) \right) \cdot \exp\left(-\frac{t+T}{K}\right) \right] \quad (3)$$

де  $A$ ,  $C$  – постійні коефіцієнти;  $T_L$  – постійна часу інерції води.

З виразу (3) видно, що якщо не враховувати інерцію води ( $T_L = 0$ ), то зміна моменту повинна точно слідувати за статичною характеристикою турбіни  $\Delta M = A \cdot \Delta \alpha$ . Таке припущення справедливе або при наявності великих швидкостей потоку рідини, або при малій відстані між напрямним апаратом і робочим колесом, а також при відносно невеликих діапазонах відкриттів.

Відомо, що якщо універсальну характеристику турбіни перерахувати на постійну частоту обертання і накреслити в координатах напору та потужності, то лінії, що зображують залежність потужності від напору при постійному відкритті напрямного апарату  $\alpha$ , подаються у вигляді прямих, що проходять через одну точку (рис. 1).



**Рис. 1** – Залежність потужності від напору при постійному відкритті

Це положення було відзначено рядом дослідників та перевірено на 11 турбінах Ленінградського машинобудівного заводу. Строго теоретичного обґрунтування цього положення немає, але воно може вважатися цілком надійною емпіричною залежністю, перевіреною на великому фактичному матеріалі [4].

Зазначена залежність аналітично може бути записана наступним чином:

$$N_1 = \delta \cdot (H_1 - H_A) - N_A \quad (4)$$

де  $N_1$  і  $H_1$  – потужність і напір, наведені до 1 м діаметра турбіни та частоті обертання  $n = n'_{1m}$  при максимальному ККД,  $H_A$  та  $N_A$  – координати точки  $A$ , через яку проходять на характеристиці прями,  $\delta$  – кутовий коефіцієнт ліній  $H_1 = f(N_1)$ , залежить від відкриття регулюючих органів турбіни.

Звертаючись до формул подібності турбін

$$H_1 = \left( \frac{n'_{1m}}{n} \right) \cdot \frac{H}{D^2}, \quad N_1 = \left( \frac{n'_{1m}}{n} \right)^3 \cdot \frac{N}{D^5} \quad (5)$$

у яких  $D$  – діаметр турбіни,  $n'_1$  – наведена частота обертання при максимальному  $\eta$ , і підставляючи значення  $N_1$  і  $H_1$  з формули (5) у формулу (4), прийдемо до наступного виразу механічного моменту турбіни:

$$M = \chi \cdot \frac{\xi - \xi_A \cdot \varphi^2}{1 - \xi_A} - M_A \cdot \varphi^2 \quad (6)$$

де  $\xi = H/H_0 = 1$  – відносне значення напору,  $\varphi = \omega/\omega_0$  – відносне значення частоти обертання,  $\chi$  – величина, яка від  $\delta$ , тобто. в кінцевому рахунку, від відкриття регулюючих органів турбіни  $\alpha$ . Обробка характеристик ряду турбін показує, що величину  $\chi$  з достатньою точністю можна вважати лінійною функцією  $\alpha$ , [4].  $\xi_A$  та  $M_A$  – постійні для цієї турбіни коефіцієнти, які визначаються за формулами:

$$M_A = \frac{N_A \cdot D^2}{N_0} \left( \frac{n_0}{n'_{1m}} \right)^2, \quad \xi_A = \frac{H_A \cdot D^5}{H_0} \left( \frac{n_0}{n'_{1m}} \right)^2 \quad (7)$$

Значення  $\chi$  виходить з виразу:

$$\chi = \frac{\alpha - \alpha'}{1 - \alpha'} + M_A \quad (8)$$

де  $\alpha'$  - значення  $\alpha$  при холостому ході турбіни.

Тоді механічний крутний момент на валу турбіни визначається:

$$M = \frac{\xi - \xi_A \cdot \varphi^2}{1 - \xi_A} \left( \frac{\alpha - \alpha'}{1 - \alpha'} + M_A \right) - M_A \cdot \varphi^2 \quad (9)$$

Аналіз вищевикладених методик показав можливість аналітичного визначення обертаючого моменту як функції положення регулюючих органів турбіни.

Як правило, в якості балансірної машини в електричному гальмі використовується двигун постійного струму незалежного збудження, що володіє великим діапазоном регулювання частоти обертання [5]. Динамічні властивості двигуна постійного струму незалежного збудження повністю описуються квадратною матрицею  $G(p)$ , що має розмірність  $3 \times 3$  [6].

$$G(p) = \begin{pmatrix} G_{11} & G_{12} & G_{13} \\ G_{21} & G_{22} & G_{23} \\ G_{31} & G_{32} & G_{33} \end{pmatrix}$$

Верхній рядок матриці містить передатні функції по керуючого впливу напругою якоря, середня по керуючому впливу на напругу збудження, нижня – по обурюючому.

Передавальні функції по впливу, що обурює, визначаються такими виразами:

$$G_{31}(p) = \frac{\Delta I_D(p)}{\Delta I_{CT}(p)} = \frac{1}{T_E T_M p^2 + T_M p + 1}, \quad \text{при } \Delta \Phi \text{ і } \Delta U_D = 0$$

$$G_{32}(p) = \frac{\Delta \omega(p)}{\Delta I_{CT}(p)} = -\frac{R_\Sigma K_D (1 + T_E p)}{T_E T_M p^2 + T_M p + 1}, \quad \text{при } \Delta \Phi \text{ і } \Delta U_D = 0$$

$$G_{33}(p) = \frac{\Delta \beta(p)}{\Delta I_{CT}(p)} = -\frac{R_\Sigma K_D (1 + T_E p)}{p(T_E T_M p^2 + T_M p + 1)}, \quad \text{при } \Delta \Phi \text{ і } \Delta U_D = 0$$

де  $\omega$  – кутова частота обертання;  $\beta$  – кут повороту ротора;  $I_{CT}$  – статичний струм генератора;  $I_D$  – струм якорного ланцюга;  $\Phi$  – магнітний потік;  $U_D$  – напруга двигуна;  $T_E = L_\Sigma / R_\Sigma$  – електромагнітна стала часу силового ланцюга;  $L_\Sigma$  – сумарна індуктивність якорного ланцюга;  $R_\Sigma$  – активний сумарний опір якорного ланцюга;  $T_M$  – електромеханічна постійна силової ланцюга;  $K_D$  – коефіцієнт посилення двигуна.  $\Delta \Phi = 0$ , т.я. для генераторів постійного струму з незалежним збудженням впливом додаткових полюсів можна знехтувати.

Передатна функція по моменту, що обурює, має такий вигляд:

$$G_M(p) = \frac{M(p)}{M_{CT}(p)} = \frac{1}{T_E T_M p^2 + T_M p + 1} \quad (10)$$

Перейшовши до класичного запису отримаємо рівняння моменту двигуна:

$$\frac{d^2M}{dt^2} T_E T_M + \frac{dM}{dt} T_M + M = M_{CT} \quad (11)$$

Характеристичне рівняння для (11) має вигляд:

$$T_E T_M p^2 + T_M p + 1 = 0 \quad (12)$$

Коріння цього рівняння:

$$p_{1,2} = -\frac{1}{2T_E} \pm \frac{\sqrt{1 - 4 \frac{T_E}{T_M}}}{2T_E}$$

Якщо  $T_M > 4T_E$ , то коріння реальні та негативні:

$$p_{1,2} = -\alpha_{1,2} = \frac{-1 \pm \sqrt{1 - 4 \frac{T_E}{T_M}}}{2T_E} \quad (13)$$

Якщо  $T_M < 4T_E$ , то коріння комплексне пов'язане з негативною реальною частиною:

$$p_{1,2} = -\alpha \pm j\Omega,$$

$$\text{де } \alpha = -\frac{1}{2T_E}; \quad \Omega = \frac{\sqrt{4 \frac{T_E}{T_M} - 1}}{2T_E}$$

Рішення рівняння (11) при реальному корінні має вигляд:

$$M = M_2 + C_1 \cdot e^{-\alpha_1 t} - C_2 \cdot e^{-\alpha_2 t}$$

Підставляючи початкові умови (при  $t=0$   $M=M_1$ ) отримаємо:

$$M = M_2 + \frac{\Delta M}{\alpha_2 - \alpha_1} \left[ \alpha_2 \cdot e^{-\alpha_1 t} - \alpha_1 \cdot e^{-\alpha_2 t} \right] \quad (14)$$

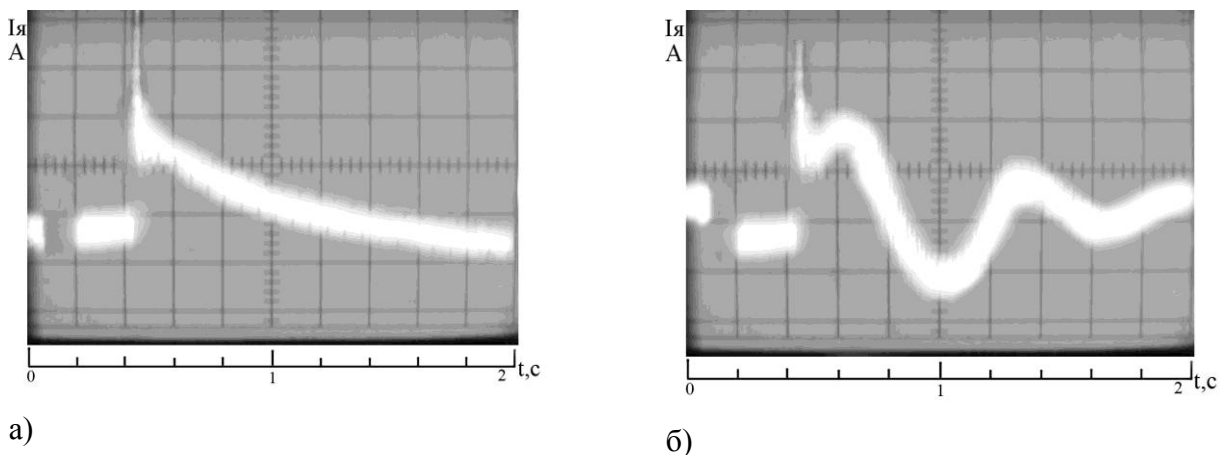
де  $\Delta M = M_1 - M_2$  – крок зміни моменту.

При комплексних пов'язаних коренях рішення характеристичного рівняння (12) набуває вигляду:

$$M = M_2 + \Delta M \cdot e^{-\alpha t} \left[ \cos \Omega t + \frac{\alpha}{\Omega} \cdot \sin \Omega t \right] \quad (15)$$

Експериментальні характеристики перехідних процесів у генераторі постійного струму незалежного збудження, відповідні теоретичним виразам (14) і (15), мають вигляд, показаний на рис. 2 а) та 2 б), відповідно. В експерименті досліджувався струм якоря, що лінійно залежить від моменту генератора.





**Рис. 2** – Зміна струму якоря генератора постійного струму незалежного збудження  
 а) при стрибкоподібній зміні навантаження та  $T_M > 4T_E$ ; б) при стрибкоподібній зміні навантаження та  $T_M < 4T_E$

На сьогоднішній день при проведенні модельних випробувань гідравлічних машин не враховується електромагнітна постійна ланцюга якоря балансного агрегату, що призводить до можливої появи періодичних затухаючих коливань моменту на валу. Крім того, залишається невирішеним питання визначення часу загасання перехідного процесу, після якого система переходить у встановлений режим.

Для оцінки характеру перехідних режимів роботи гідроагрегату скористаємося спрощеною лінеаризованою залежністю статичного моменту, що діє на турбіну, від витрати рідини:

$$M_{ст} = c_Q \cdot Q = c_a \cdot a, \quad (16)$$

де  $c_Q$  – коефіцієнт витрати;  $c_a$  – коефіцієнт відкриття.

Закон зміни відкриття направляючого апарату в часі має, як правило, експоненційний характер [5], тобто:

$$a_{(t)} = a_{уст} + \Delta a \cdot e^{-\frac{t}{T_a}}, \quad (17)$$

де  $a_{уст}$  – значення відкриття напрямного апарату, що встановилося;  $\Delta a$  – збільшення відкриття направляючого апарату;  $T_a$  – постійна часу відкриття направляючого апарату.

Тоді на підставі формул (17), (16) та (11) отримаємо диференціальне рівняння моменту:

$$\frac{d^2 M}{dt^2} T_E T_M + \frac{dM}{dt} T_M + M = c_a \left( a_{уст} + \Delta a \cdot e^{-\frac{t}{T_a}} \right) \quad (18)$$

Приватне неоднорідне рішення рівняння (18) має вигляд:

$$M = c_a \cdot \left( a_{уст} + \frac{\Delta a}{\frac{T_E T_M}{T_a} - \frac{T_M}{T_a} + 1} \cdot e^{-\frac{t}{T_a}} \right) \quad (19)$$

Встановлене значення моменту  $M_{уст}$  відповідає моменту при  $t = \infty$ , тобто.  $M_{уст} = c_a \cdot a_{уст}$ . Практично за умовний кінець перехідного процесу можна прийняти момент часу, коли швидкість обертання або момент змінилися на 95%. Тоді маємо:

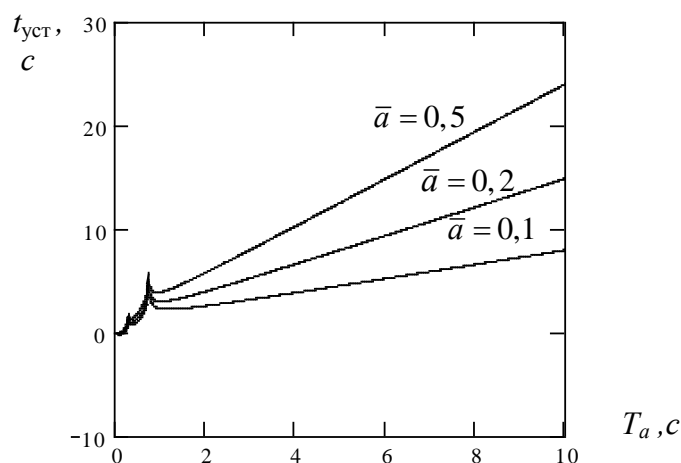
$$0,95 = 1 + \frac{\Delta a}{\left(\frac{T_E T_M}{T_a^2} - \frac{T_M}{T_a} + 1\right) a_{уст}} \cdot e^{\frac{t}{T_a}} = 1 + \frac{\bar{a}}{\frac{T_E T_M}{T_a^2} - \frac{T_M}{T_a} + 1} \cdot e^{\frac{t}{T_a}} \quad (20)$$

де  $\bar{a} = \frac{\Delta a}{a_{уст}}$  – відносний приріст відкриття направляючого апарату.

Навівши подібні члени та логарифмуючи рівняння (20), отримаємо вираз для часу заспокоєння перехідного процесу:

$$t_{уст} = -T_a \cdot \ln \left[ \frac{-0,05}{\bar{a}} \cdot \left( \frac{T_E T_M}{T_a^2} - \frac{T_M}{T_a} + 1 \right) \right] \quad (21)$$

Для визначення залежності часу заспокоєння перехідного процесу від постійного часу відкриття напрямного апарату  $T_a$  побудуємо графічну залежність  $t_{уст} = f(T_a)$  для різних значень відносного збільшення відкриття напрямного апарату  $\bar{a}$  за наступних умов:  $T_E = 0,2$  с;  $T_M = 1$  с.



**Рис. 3** – Залежність часу заспокоєння перехідного процесу в генераторі постійного струму незалежного збудження від постійного часу відкриття направляючого апарату

Залежність показана на рис. 3, дозволяє визначити в процесі експерименту необхідні значення постійного часу відкриття направляючого апарату, пропорційної швидкості відкриття і максимальний крок подачі рідини, що забезпечують мінімальний час заспокоєння перехідного процесу при заданих значеннях електромагнітної та електромеханічної постійних.

Вираз (21) дозволяє визначити час заспокоєння перехідних процесів при різних значеннях постійних, що дає можливість автоматизувати розрахунок часу заспокоєння і забезпечити тим самим мінімальну похибку вимірювання крутного моменту на валу моделей, викликану перехідними процесами в електромашинному гальмі гідравлічних випробувальних стендів.



**Висновки**

В результаті виконаної роботи встановлено, що характер перехідних процесів і час заспокоєння системи турбіна-генератор в значній мірі визначається постійною часу відкриття напрямного апарату  $T_a$  і електромагнітної постійної  $T_E$  силового ланцюга балансірного генератора. Отримано залежність часу заспокоєння системи турбіна-генератор від постійних часу  $T_a$ ,  $T_E$  і відносного збільшення відкриття направляючого апарату  $\bar{a}$ , облік яких дозволить більш точно знімати показання силовимірювальних приладів, знижуючи тим самим динамічну складову похибки вимірювання обертаючого моменту на валу гідравлічної турбіни, викликану перехідними процесами в електромашинному гальмі гідравлічних випробувальних стендів.

**Список використаних джерел:**

1. МЭК 60193: Модельные приёмо-сдаточные испытания гидравлических турбин, насосов гидроаккумулирующих станций и насос-турбин. – Изд. 2-е. – 1999.
2. IEC 61362:2012. Системы регулирования гидравлических турбин [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.gostinfo.ru/catalog/Details/?id=4686460> (дата звернення 02.12.2021)
3. Онищенко Г. Б. Электрический привод / Г. Б. Онищенко. – М. : Академия, 2003. – 320 с.
4. Анучин А. С. Системы управления электроприводов / А. С. Анучин. – М. : Изд. дом МЭИ, 2015. – 373 с.
5. Система управления частотой вращения, пути её развития / З. Я. Лурье [и др.] // Проблемы машиностроения. – 2003. – Т. 6, № 2. – С. 26–36.
6. Шавлович З. А. Совершенствование конструкции и режимов работы гидравлических приводов в системах регулирования гидротурбин : автореф. дис. ... канд. техн. наук / З. А. Шавлович. – СПб. – 2004. – 165 с.
7. Москаленко В. В. Электрический привод / В. В. Москаленко. – 2-е изд. – М. : Академия, 2007. – 320 с.
8. Силаев А. А. Адаптивная система автоматического управления частотой вращения ротора гидроагрегата с поворотной-лопастной гидротурбиной : дис. ... канд. техн. наук / А. А. Силаев. – Волгоград. – 2010. – 130 с.
9. Zwart P. J. A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics ICMF / P. J. Zwart, A. G. Gerber, T. Belamri // International Conference on Multiphase Flow, May 30-June 3. – Yokohama. – 2004. – P. 152.
10. Ang K. H. PID control system analysis, design, and technology / K. H. Ang, G. Chong, Y. Li // IEEE Transactions on Control Systems Technology. – 2005. – Vol. 13, N 4. – P. 559–576.
11. Astrorn K. J. Advanced PID control / K. J. Astrorn, T. Hagglund. – North Carolina : ISA –The Instrumentation, Systeem, and Automation Society, 2006. – 460 p.
12. Bashnin O. I. On hydroacoustic resonance and causes pulsation conduits Sayano-Shushenskaya HPP / O. I. Bashnin // Hydraulic XXI Century. – 2012. – N 4 (11). – P. 44–58.
13. Poley R. DSP Control of Electro-Hydraulic Servo Actuators, SPRAA76 / R. Poley. – 2005. – 26 p.
14. A multi-layer architecture for distributed data acquisition / M. Bertocco [et. al.] // 19th IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference. – Anchorage, 2002. – Vol. 2. – P. 1261–1264.

**References**

1. *MJeK 60193: Modelnye priyomo-sdatochnye ispytaniya gidravlicheskih turbin, nasosov gidroakkumulirujushhih stancij i nasos-turbin* 1999, 2nd edn.
2. *IEC 61362:2012. Sistemy regulirovaniya gidravlicheskih turbin*, viewed 02.12.2021, <<https://www.gostinfo.ru/catalog/Details/?id=4686460>>.
3. Onishhenko, GB 2003, *Jelektricheskij privod*, Akademiya, Moskva.

4. Anuchin, AS 2015, *Sistemy upravlenija jelektroprivodov*, Izdatelskij dom Moskovskogo jenergeticheskogo instituta, Moskva.
5. Lure, ZJa, Bezdetko, VN, Dmiterko, VNet al. 2003, ‘Sistema upravlenija chastotoj vrashhenija, puti ejo razvitija’, *Problemy mashinostroenija*, vol. 6, no. 2, pp. 26-36.
6. Shavlovich, ZA 2004, ‘Sovershenstvovanie konstrukcii i rezhimov raboty gidravlicheskih privodov v sistemah regulirovanija gidroturbin’, Kand.tekh.n. abstract, Sankt-Peterburg.
7. Moskalenko, VV 2007, *Jelektricheskij privod*, 2nd edn, Akademiya, Moskva.
8. Silaev, AA 2010, ‘Adaptivnaja sistema avtomaticheskogo upravlenija chasto-toj vrashhenija rotora gidroagregata s povorotno-lopastnoj gidroturbinoj’, Kand.tekh.n. thesis, Volgograd.
9. Zwart, PJ, Gerber, AG & Belamri, T 2004, ‘A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics ICMF’, *International Conference on Multiphase Flow Yokohama*, Japan, no.152.
10. Ang, KH, Chong, G & Li, Y 2005, ‘PID control system analysis, design, and tecnology’, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 13, no. 4, pp. 559-576.
11. Astrorn, KJ & Hagglund, T 2006, *Advanced PID control*, ISA The Instrumentation, Sysytem, and Automation Society, North Carolina.
12. Bashnin, OI 2012, ‘On hydroacoustic resonance and causes pulsation conduits Sayano-Shushenskaya HPP’, *Hydraulic XXI Century*, no. 4 (11), pp. 44-58.
13. Poley, R 2005, *DSP Control of Electro-Hydraulic Servo Actuators*, SPRAA76.
14. Bertocco, M, Cappellazzo, S, Flammini, A & Parvis, M 2002, ‘A multi-layer architecture for distributed data acquisition’, *19th IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference*, Anchorage, vol. 2, pp. 1261-1264.

Стаття надійшла до редакції 12 грудня 2021 року