

М. В. ЧЕРКАШЕНКО, О. І. ГАСЮК

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВИКОНАВЧОГО СЕРВОМОТОРА СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ГІДРОТУРБИНИ

Надано математичну модель виконавчого сервомотора. В світовій та вітчизняній практиці створення гідротурбінного обладнання визначилася чітка тенденція створення систем управління частотою обертання ротора гідротурбіни на базі комп'ютерів. Комп'ютерні системи відкривають можливість за допомогою програмного забезпечення реалізувати введення ефективних алгоритмів, що покращують статичні і динамічні характеристики системи. Це в свою чергу підвищує значимість математичного моделювання як на стадії проектування, так і під час пусконаладжувальних робіт. Аналіз виконаних робіт, присвячених математичному опису елементів гідроприводу регулятора, показав, що вони зводяться до лінеаризованих рівнянь без урахування ряду важливих факторів, які дозволять підвищити точність математичної моделі. Покращення статичних і динамічних характеристик і системи в цілому можна досягти шляхом вирішення наукової проблеми з дослідження його динаміки на базі розробки більш повної математичної моделі. Для зниження тертя і гістерезису, унеможливлення облітерації плунжер електрогідрравлічного перетворювача в нижній частині оснащений сегнеровим колесом. Поліпшення динамічних характеристик регуляторів швидкості гідротурбін вимагає розроблення нелінійних математичних моделей із подальшим аналізом перехідних процесів у гідроприводі регулятора швидкості. Оцінка показників якості перехідних процесів і подальше коригування параметрів дає змогу домогтися зниження тривалості перехідних процесів, підвищення швидкодії та точності позиціонування за малих переміщень сервомотора. Низка неврахованих чинників під час складання математичної моделі електрогідрравлічного перетворювача дає змогу підвищити її адекватність реальному об'єкту дослідження і підвищити швидкодію системи керування частотою обертання ротора гідротурбіни.

Ключові слова: система управління, робоче колесо, поворотно-лопатева гідротурбіна, регулятор, математична модель, позиційний гідропневмопривід.

М. CHERKASHENKO, O. HASIUK

MATHEMATICAL MODEL THE EXECUTIVE SERVO MOTOR OF THE HYDRAULIC TURBINE SPEED CONTROL SYSTEM

The article presents a mathematical model of executive servomotor. In the world and domestic practice of creating hydraulic turbine equipment, there is a clear tendency to create computer-based rotor speed control systems for hydraulic turbines. Computer systems provide an opportunity to implement the introduction of effective algorithms using software that improve the static and dynamic characteristics of the system. This in turn increases the importance of mathematical modeling both at the design stage and during commissioning. The analysis of the performed works devoted to the mathematical description of the elements of the hydraulic drive of the regulator showed that they are reduced to linearized equations without taking into account a number of important factors that will increase the accuracy of the mathematical model. Improvement of static and dynamic characteristics and the system as a whole can be achieved by solving the scientific problem of studying its dynamics based on the development of a more complete mathematical model. To reduce friction and hysteresis, to prevent obliteration, the electrohydraulic converter plunger in the lower part is equipped with a segner wheel. Improving the dynamic characteristics of hydraulic turbine speed controllers requires the development of nonlinear mathematical models with subsequent analysis of transients in the hydraulic drive of the speed controller. Evaluation of the quality of transient processes and subsequent adjustment of parameters allows to achieve a reduction in the duration of transients, increase the speed and accuracy of positioning at small movements of the servo motor. A number of unaccounted factors during the preparation of the mathematical model of the electrohydraulic converter makes it possible to increase its adequacy to the real object of study and increase the speed of the control system of the rotor speed of the hydraulic turbine.

Keywords: control system, impeller, rotary blade hydraulic turbine, regulator, mathematical model, positional hydraulic pneumatic drive.

Вступ. У сучасному енергетичному секторі автоматизація та цифровізація є ключовими факторами підвищення ефективності виробництва електроенергії. Особливе місце займають комп'ютерні системи керування частотою обертів у системах регулювання швидкості турбін. Ці системи забезпечують стабільну та надійну роботу гідроелектростанцій (ГЕС), що є важливою складовою енергетичного балансу.

Гідротурбіни є основними компонентами ГЕС, повинні працювати в умовах змінного навантаження, що вимагає точного регулювання швидкості їх обертів. Недостатня точність або обмеження у регулюванні можуть призвести до нестабільності мережі, що негативно впливає на якість електроенергії та роботу інших споживачів. Тому впровадження інноваційних комп'ютерних систем для управління частотою обертів стає критично важливим.

Основою такої системи є алгоритми регулювання, побудовані на принципах теорії

автоматичного управління. Вони забезпечують точність обробки даних у реальному часі та можливість адаптації до змін умов експлуатації. У якості прикладів можна навести системи на базі програмованих логічних контролерів (PLC), які використовують у багатьох сучасних ГЕС. Вони можуть виконувати аналіз поточного стану, прогнозування навантаження та оперативну зміну режиму роботи турбіни.

Одним із найвідоміших реальних прикладів є гідросистема керування турбінами на ГЕС Три ущелини в Китаї – найбільший у світі гідроелектростанції. Впроваджені системи автоматичного регулювання частоти обертів забезпечують стабільну роботу турбіни за різними рівнями води та навантаження. Іншим прикладом є впровадження комп'ютерних систем на базі штучного інтелекту на гідроелектростанціях Норвегії. Ці системи дозволяють виконувати вибір алгоритмів машинного навчання для оптимізації витрати,

оперативного прогнозування пікових навантажень і забезпечення стабільності мережі.

Сучасні дослідження зосереджені на інтеграції систем керування з розумними енергетичними мережами (smart grids), що дозволяють забезпечити більшу гнучке реагування на зміну навантаження. Використання цифрових двійників, віртуальних моделей гідротурбіни, також стає інструментом для тестування та вдосконалення системи регулювання. Завдяки цьому розробники можуть оцінити ефективність нових алгоритмів у безпечному віртуальному середовищі до їх впровадження в реальні об'єкти.

Отже, комп'ютерні системи керування частотою обертів у системах регулювання швидкості гідротурбіни є не лише необхідним компонентом сучасної ГЕС, але й перспективною платформою для подальшого розвитку енергетичного сектора. Їх розширення сприяє підвищенню ефективності роботи, зниженню експлуатаційних витрат та забезпечує стабільність електричної мережі. Реальні приклади, такі як ГЕС Три ущелини та норвезькі станції, демонструють успішність використання цих технологій у різних масштабах і умовах.

Сучасний стан розвитку СУЧОР наведено у роботах [1–15]. Аналіз цих робіт дає змогу зазначити, що подальший розвиток математичних моделей елементів гідроприводу СУЧОР є актуальним.

Рішення. Згідно зі схемою при переміщенні золотника РЗ₂ від нейтрального положення РР від МНУ через дроселюючі щілини РЗ₂ надходить до відповідних порожнини СМ₂, створюючи крутний момент на механізмі повороту лопатями РК. При цьому виконується команда на відкриття або закриття РР, поворот і розворот.

Витрати РР, що надходять від РЗ₂ в СМ₂ по нагнітальній магістралі, визначається рівняннями:

- при $x_E > 0$ і при $x_{P32} > 0$ (РР подається через РЗ₂ в поршневу порожнину СМ₂):

$$q_{P32.P1} = \mu \cdot A_{щ.P32} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{|P_0 - P_n|}{\left[1 + \left(\frac{A_{щ.P32}}{A_K}\right)^2\right]}} \cdot \text{sign}(P_0 - P_n), \quad (1)$$

а РР зливається через РЗ₂ з штокової порожнини СМ₂:

$$q_{P32.Ш1} = \mu \cdot A_{щ.P32} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{|P_{ш} - P_{зл}|}{\left[1 + \left(\frac{A_{щ.P32}}{A_K}\right)^2\right]}} \cdot \text{sign}(P_{ш} - P_{зл}); \quad (2)$$

- при $x_E < 0$, $x_{P32} < 0$ нагнітальна магістраль через РЗ₂ з'єднується з штоковою порожниною СМ₂ і витрата РР визначається виразом:

$$q_{P32.Ш2} = \mu \cdot A_{щ.P32} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{|P_0 - P_{ш}|}{\left[1 + \left(\frac{A_{щ.P32}}{A_K}\right)^2\right]}} \cdot \text{sign}(P_0 - P_{ш}), \quad (3)$$

а поршнева порожнина через РЗ₂ стає зливною з витратою:

$$q_{P32.P2} = \mu \cdot A_{щ.P32} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{|P_n - P_{зл}|}{\left[1 + \left(\frac{A_{щ.P32}}{A_K}\right)^2\right]}} \cdot \text{sign}(P_n - P_{зл}). \quad (4)$$

З іншого боку витрати в поршневі порожнини СМ₂:

- при $x_E > 0$, $x_{P32} > 0$ і $V_{CM2} > 0$ ($V_{CM2} = dx_{CM2}/dt$):

$$q_{CM2.P1} = A_P \frac{dx_{CM2}}{dt} + \frac{V_{01CM2} - A_P x_{CM2}}{E_{ж}} \cdot \frac{dP_P}{dt}, \quad (5)$$

- при $x_E < 0$, $x_{P32} < 0$, $V_{CM2} < 0$:

$$q_{CM2.P2} = -A_P V_{CM2} - \frac{V_{01CM2} - A_P x_{CM2}}{E_{ж}} \cdot \frac{dP_P}{dt}. \quad (6)$$

Витрати в штоковій порожнини СМ₂ визначається наступними виразами:

- при $x_E > 0$, $x_{P32} > 0$ і $V_{P32} > 0$ на зливі:

$$q_{CM2.Ш1} = A_{ш} V_{CM2} - \frac{V_{02CM2} - A_{ш} x_{CM2}}{E_{ж}} \cdot \frac{dP_{ш}}{dt}. \quad (7)$$

- при $x_E < 0$, $x_{P32} < 0$ і $V_{P32} < 0$:

$$q_{CM2.Ш2} = -A_{ш} V_{CM2} + \frac{V_{02CM2} + A_{ш} x_{CM2}}{E_{ж}} \cdot \frac{dP_{ш}}{dt}. \quad (8)$$

Якщо знехтувати витоками РР у гідроланцюгу РЗ₂ і СМ₂ зважаючи з їх малою кількістю витрат в ГП, то нерозривність витрат визначається рівняннями:

- при $x_E > 0$, $x_{P32} > 0$ і $V_{CM2} > 0$:

$$q_{P32.P1} = q_{CM2.P1}, \quad (9)$$

$$q_{P32.Ш1} = q_{CM2.Ш1}; \quad (10)$$

- при $x_E < 0$, $x_{P32} < 0$ і $V_{CM2} < 0$:

$$q_{P32.P2} = q_{CM2.P2}, \quad (11)$$

$$q_{P32.Ш2} = q_{CM2.Ш2}. \quad (12)$$

Рух штока СМ₂ (а разом з тим кут повороту лопатей РК) визначається рівнянням:

$$m_{CM2} \frac{d^2 x_{CM2}}{dt^2} = A_P P_P - A_{ш} P_{ш} - F_{с.с.с.М2} - F_{ТРО.СМ2} \cdot \text{sign} V_{CM2} - \beta_{СМ2} \cdot V_{CM2} \quad (13)$$

Для отримання єдиного рішення системи рівнянь (1–27) необхідно мати початкові умови (ПУ). При цьому всі диференціальні рівняння різного порядку записуються еквівалентними диференціальними рівняннями першого порядку з розміщенням похідної в лівій частині, а в правій частині то чому вона дорівнює.

Тоді, аналізовані диференціальні рівняння системи (1–13) приймуть наступний вигляд:

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{T_L} \left(\frac{U_E - K_{П} V_E}{R} - i \right), \quad (14)$$

$$\frac{dx_E}{dt} = V_E, \quad (15)$$

$$\frac{dV_E}{dt} = \frac{1}{m_E} (k_{Fi} i - C_E (x_E + x_{E0}) + G_E - F_{ТР.Е} - \beta_E V_E - F_{ГД.Е}), \quad (16)$$

$$\frac{dx_{P32}}{dt} = V_{P32}, \quad (17)$$

$$\frac{dP_{P32}}{dt} = \frac{q_{E1} - q_{P32.1}}{V_{Т.Э}} E_{ж}, \quad (18)$$

$$\frac{dP_{P32}}{dt} = \frac{q_{P32.2} - q_{E2}}{V_{Т.Е}} E_{ж}, \quad (19)$$

$$\frac{dv_E}{dt} = \frac{1}{m_{P32}} (A_{P32.H} \cdot P_{P32} - A_{P32.B} \cdot P_0 - G_E - F_{TP.P32} - \beta_{P32} V_{P32} - F_{ГД.P32}), \quad (20)$$

$$\frac{dx_{CM2}}{dt} = V_{CM2}, \quad (21)$$

$$\frac{dv_{CM2}}{dt} = \frac{1}{m_{CM2}} (A_{П} P_{П} - A_{Ш} P_{Ш} - F_{C.CM2} - F_{TPO.CM2} \cdot \text{sign} V_{CM2} - \beta_{CM2} \cdot V_{CM2}), \quad (22)$$

$$\frac{dP_{П}}{dt} = \frac{q_{P32.П1} - A_{П} V_{CM2}}{V_{01.CM2} + A_{П} x_{CM2}} E_{Ж}, \quad (23)$$

$$\frac{dP_{П}}{dt} = -\frac{A_{П} V_{CM2} - q_{P32.П2}}{V_{01.CM2} - A_{П} x_{CM2}} E_{Ж}, \quad (24)$$

$$\frac{dP_{П}}{dt} = \frac{A_{Ш} V_{P32} - q_{P32.Ш1}}{V_{02.CM2} - A_{Ш} x_{CM2}} E_{Ж}, \quad (25)$$

$$\frac{dP_{Ш}}{dt} = \frac{q_{P32.Ш2} - A_{Ш} V_{CM2}}{V_{02.CM2} + A_{Ш} x_{CM2}} E_{Ж}. \quad (26)$$

Вплив магістральних трубопроводів ГП як система з зосередженими параметрами визначається деформацією, що знаходиться в трубопроводах з РР, і деформацією стінок самих трубопроводів. Для гідроприводу повороту лопатей РК, як системи з зосередженими параметрами, тиск в трубопроводі між ЕГП₂ і РЗ₂ пов'язано з витратою РР через нього залежностями:

- при $x_E > 0$:

$$q_{E1} - q_{P32.1} = \frac{V_{т.е-рз2}}{E_{Ж}} \cdot \frac{d \cdot P_{P32}}{dt}, \quad (26)$$

- при $x_E < 0$:

$$q_{P32.2} - q_{E2} = \frac{V_{т.е-рз2}}{E_{Ж}} \cdot \frac{d \cdot P_{P32}}{dt} \quad (27)$$

Висновки. Розроблена нелінійна математична модель виконавчого сервомотора, яка входить до складу повної математичної моделі системи регулювання швидкості гідротурбіни для дослідження динамічних характеристик з метою покращення швидкодії та точності позиціонування.

Розроблена нелінійна математична модель виконавчого сервомотора, яка входить до складу повної математичної моделі системи регулювання швидкості гідротурбіни, дозволяє ефективно досліджувати динамічні характеристики системи. Це дає змогу аналізувати вплив різних режимів роботи на швидкість, точність позиціонування та регулювання стабільності частоти. Врахування нелінійних властивостей елементів сервомотора дозволяє адекватно моделювати реальні умови експлуатації, що є ключовим для розробки сучасних алгоритмів керування.

Отримані результати при моделюванні демонструють можливість оптимізації системи роботи за рахунок вдосконалення алгоритмів керування, зокрема, використання адаптивних і прогнозуючих підходів. Застосування цих алгоритмів сприяє підвищенню точності регулятора швидкості гідротурбіни, мінімізації коливання та зниження

енергоспоживання. Це особливо актуально для великих гідроелектростанцій, які працюють у змінних режимах навантаження

Крім того, математична модель може бути використана для інтеграції з комп'ютерними системами моніторингу та діагностики стану обладнання. Це дозволяє запобігти аварійним ситуаціям. Таким чином, розроблена математична модель є потужним інструментом для вдосконалення системи регулювання швидкості гідротурбін та підвищення їх загальної ефективності.

Список літератури

1. Русанов А. В., Гнесін В. І. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок*. Харків: Шмаш, 2019. 386 с.
2. Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідрравлічні машини*. Харків: НТУ «ХП», 2020. 534 с.
3. Мигущенко Р. П., Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк А. И., Дорошенко А. В., Cherkashenko A. Системы управления гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 84–97.
4. Черкашенко М. В., Вурье Б. А., Гасюк А. И., Потетенко О. В. *Синтез комбинационных схем гидронневоавтоматики*. Germany: GMBH, 2020. 130 с.
5. Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Мельников В. Е. Параметрический синтез астатического регулятора САР частоты вращения гидротурбины на основе решения обратной задачи динамики. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2018. № 1 (32). С. 68–77.
6. Kanjuk G., Mezerya A., Melnykov V., Antonenko N., Chebotarev A. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 6, no. 2 (96). P. 70–78.
7. *Керівництво з експлуатації регулятора швидкості ALSTOM радіально-осьової гідротурбіни*. Гренобль, 2018. 206 с.
8. Mahdavian M., Shahgholian Gh., Janghorbani M., Soltani B., Wattanapongsakorn N. Load frequency control in power system with hydro turbine under various conditions. *12th International Conference on Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON) (24–27 June 2015, Hua Hin, Thailand)*. IEEE, 2015. P. 1–5, doi: 10.1109/ECTICon.2015.7206938
9. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013. No. 1. P. 27–30.
10. Qu F., Guo W. Coupling transient behavior of primary frequency regulation of hydropower plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022. Vol. 52, part C. Article 102227. doi: 10.1016/j.seta.2022.102227
11. Chelabi M. A., Saga M., Kuric I., Basova Y., Dobrotvorskiy S., Ivanov V., Pavlenko I. The effect of blade angle deviation on mixed inflow turbine performances. *Applied Sciences*. 2022. Vol. 12, issue 8. P. 3781. doi: 10.3390/app12083781
12. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
13. Черкашенко М. В., Сериков А. Д., Салыга Т. С., Фатеев А. Н., Фатеева Н. Н., Радченко Л. Р. *Позиционные гидронневоагрегаты*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. 115 с.
14. Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк О.И., Пермяков О. А., Панамарьова О. Б., Олексенко Ю. Ю. Пат. 152023, Україна. *Гідронневопривод*. 2022.
15. Черкашенко М. В., Гасюк О.И., Хавін Г. Л. Пат. 152026, Україна. *Гідронневопривод*. 2022.

References (transliterated)

1. Rusanov A. V., Hnyesin V. I. *Naukovo-tehnikhni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turbostanovok* [Scientific and technical bases of

- modeling and designing of flowing parts of power turbo installations]. Kharkiv, Ipmash Publ., 2019. 386 p.
2. Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankov'skyi V., Hasyuk O., Hryb O. *Hydroenerhetyka. Tom 2. Hidravlichni mashyny* [Hydropower engineering. Vol. 2. Hydraulic machines]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020. 534 p.
 3. Migushchenko R. P., Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Gasiuk A. I., Doroshenko A. V., Cherkashenko A. Sistemy upravleniia gidroturbin [Hydraulic turbin control systems]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 1, pp. 84–97.
 4. Cherkashenko M. V., Vur'e B. A., Gasyuk A. I., Potetenko O. V. *Sintez kombinatsionnykh skhem gidropnevmoavtomatiki* [Synthesis of combinatorial schemes of hydropneumoautomatics]. Germany, GMBH Publ., 2020. 130 p.
 5. Kanyuk G. I., Mezerya A. Yu., Mel'nikov V. E. Parametricheskii sintez astaticheskogo regulyatora SAR chastoty vrashcheniya gidroturbiny na osnove resheniya obratnoy zadachi dinamiki [Parametric synthesis of an astatic regulator of the automatic control system of the turbine speed based on the solution of the inverse problem of dynamics]. *Adaptivni systemy avtomatichnoho upravlinnya*. 2018, no. 1 (32), pp. 68–77.
 6. Kanjuk G., Mezerya A., Melnykov V., Antonenko N., Chebotarev A. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, vol. 6, no. 2 (96), pp. 70–78.
 7. *Kerivnytstvo z ekspluatatsiyi rehulyatora shvydkosti ALSTOM radial'no-os'ovoyi hidroturbiny* [ALSTOM radial-axis hydraulic turbine speed regulator manual]. Grenoble, 2011. 206 p.
 8. Mahdavian M., Shahgholian Gh., Janghorbani M., Soltani B., Wattanapongsakorn N. Load frequency control in power system with hydro turbine under various conditions. *12th International Conference on Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON) (24–27 June 2015, Hua Hin, Thailand)*. IEEE Publ., 2015, pp. 1–5, doi: 10.1109/ECTICon.2015.7206938
 9. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013, no. 1, pp. 27–30.
 10. Qu F., Guo W. Coupling transient behavior of primary frequency regulation of hydropower plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022, vol. 52, part C, article 102227. doi: 10.1016/j.seta.2022.102227
 11. Chelabi M. A., Saga M., Kuric I., Basova Y., Dobrotvorskiy S., Ivanov V., Pavlenko I. The effect of blade angle deviation on mixed inflow turbine performances. *Applied Sciences*. 2022, vol. 12, issue 8, p. 3781. doi: 10.3390/app12083781
 12. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Syntesis of control schemes of drives system*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 120 p.
 13. Cherkashenko M. V., Serikov A. D., Salyga T. S., Fateev A. N., Fateeva N. N., Radchenko L. R. *Pozitsionnye gidropnevmoagregaty* [Positional hydropneumatic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015. 115 p.
 14. Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Hasyuk O. I., Permyakov O. A., Panamar'ova O. B., Oleksenko Yu. Yu. *Hidropnevmoapryvod* [Hydraulic pneumatic drive]. Patent UA, no. 152023, 2022.
 15. Cherkashenko M. V., Hasyuk O. I., Khavin H. L. *Hidropnevmoapryvod* [Hydraulic pneumatic drive]. Patent UA, no. 152026, 2022.

Надійшла (received) 05.12.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Черкашенко Михайло Володимирович (Cherkashenko Mikhaylo) – доктор технічних наук, професор, головний редактор Вісника Національного технічного університету «ХПІ», серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3908-7935>; e-mail: mchertom@gmail.com

Гасюк Олександр Іванович (Hasiuk Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскура»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6347-8501>; e-mail: galexfof@gmail.com