



Вісник Національного технічного університету «ХПІ»

# Гідравлічні машини та гідроагрегати



The department «Hydraulic machines» named after academician G.F. Proskura 103 years



The department «Hydraulic machines» named after academician G.F. Proskura 103 years МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАІНИ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE National technical university «Kharkiv politechnik institute»

ВІСНИК

# НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати

№ 42 (1264) 2017

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

# **BULLETIN**

# OF NATIONAL TECHNICAL UNVERSITY «KhPI»

Series: Hydraulic machines and hydraulic units

№ 42 (1264) 2017

Collection of scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків НТУ «ХПІ», 2017 Kharkiv NTU «KhPI», 2017 Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2017. – № 42 (1264). – 95 с. – ISSN 2411-3441.

Державне видання Свідоцтво Держкомітета по інформаційній політиці України КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Збірник виходить українською, англійською та російською мовами

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 15 грудня 2015 р. Наказ № 1328 (додаток 8) від 21.12.2015 р.

The Bulletin of the National Technical University "KPI" is put on "The List of Scientific Professional Editions of Ukraine that publish the data of theses for the degree of candidate of sciences and the degree of doctor" approved by the Decision of the Certifying Board of the Ministry of Education and Science of Ukraine as to the Activities of Special Academic Councils of December 2015. Order No1328 (Supplement No8) of 21.12.2015.

# Координаційна рада:

Л. Л. Товажнянський, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України (голова);

К. О. Горбунов, канд. техн. наук, доц. (секретар);

- А. П. Марченко, д-р техн. наук, проф.; Є. І. Сокол, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;
- Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;
- Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М. Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;

А. І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;

В. Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;

В. В. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;

П. О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Клепіков, д-р техн. наук, проф.;

С. І. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.; В. І. Кравченко, д-р техн. наук, проф.;

- Г. В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.; О. К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.;
- В. І. Ніколаєнко, канд. іст. наук, проф.; П. Г. Перерва, д-р екон. наук, проф.;

В. А. Пуляєв, д-р техн. наук, проф.; М. І. Рищенко, д-р техн. наук, проф.;

В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.; Г. М. Сучков, д-р техн. наук, проф.;

М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: М. В. Черкашенко, д-р техн. наук, проф.

Відповідальний секретар: Є. С. Крупа, канд. техн. наук, доц.

Члени редколегії: А. В. Бойко, д-р техн.наук, проф.; І. С. Веремеєнко, д-р техн.наук, проф.;

В. І. Гнесін, д-р техн.наук, проф.; О. В. Єфімов, д-р техн.наук, проф.;

3. Я. Лур'є, д-р техн.наук, проф.; Ю. М. Мацевитий, д-р техн.наук, проф., академік НАН України;

Р. П. Мигущенко, д-р техн.наук, проф.; О. В. Потетенко, канд.техн.наук, проф.;

А. В. Русанов, д-р техн.наук, проф., чл.-кор. НАН України; В. Г. Солодов, д-р техн.наук, проф.;

- М. С. Степанов, д-р техн.наук, проф.; М. О. Тарасенко, канд.техн.наук, проф.;
- О. Л. Шубенко, д-р техн.наук, проф., чл.-кор. НАН України;

B. Kirsch, Dr., Prof.; P. Lampart, Dr.Sc., Prof.; R. Rzadkowski, Dr.Sc., Prof.; J. Stryczek, Dr.Sc., Prof.; A. Wroblewski, Dr.Sc., Prof.

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 8 від 27 жовтня 2017 р.

*Вісник Національного технічного університету «ХПІ»* Серія: «Гідравлічні машини та гідроагрегати» ISSN 2411-3441 – включено у довідник періодичних видань бази даних:

Thomson Reuters; Open Journal Systems; Google Scholar; Scientific Indexing Services (Texas, USA); Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA);

# УДК 621.224

# А. В. РУСАНОВ, Ю. А. БЫКОВ

# НЕЯВНЫЙ ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ НЕСТАЦИОНАРНОГО НЕСЖИМАЕМОГО ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Представлений неявний чисельний метод для моделювання тривимірних нестаціонарних нестисливих течій рідини в проточних частинах гідромашин. Метод заснований на застосуванні концепції штучної стисливості з додатковими ітераціями на кожному часовому кроці. Різницева схема має другий порядок апроксимації по просторовим координатам і часу. Представлені результати моделювання одновимірної нестаціонарної течії, для якої є аналітичне рішення. Проведений аналіз даних чисельного моделювання демонструє можливість використання запропонованого методу для розрахунку нестаціонарних течій у проточних частинах гідромашин.

**Ключові слова**: чисельне моделювання, математична модель, штучна стиливість, нестислива рідина, нестаціонарна течія, розрахункові сітки.

Представлен неявный численный метод для моделирования трехмерных нестационарных несжимаемых течений жидкости в проточных частях гидромашин. Метод основан на применении концепции искусственной сжимаемости с дополнительными итерациями на каждом временном шаге. Разностная схема имеет второй порядок аппроксимации по пространственным координатам и времени. Представлены результаты моделирования одномерного нестационарного течения, для которого имеется аналитическое решение. Проведенный анализ данных численного моделирования демонстрирует возможность использования предложенного метода для расчета нестационарных течений в проточных частях гидромашин.

Ключевые слова: численное моделирование, математическая модель, искусственная сжимаемость, несжимаемая жидкость, нестационарное течение, расчетные сетки.

An implicit numerical method for simulating three-dimensional unsteady incompressible fluid flows in hydraulic machines flow parts of is presented. The method is based on the exploitation of the concept of artificial compressibility with additional iterations at each time step. The difference scheme has the second order approximation for spatial coordinates and time. The presented numerical method is integrated into the software package IPMFlow, which developed for numerical simulation of three-dimensional viscous flows in flow parts of turbomachines of various types. The simulation results of a one-dimensional unsteady fluid flow in a channel for which there is an analytical solution are presented. The obtained results of numerical simulation are in good agreement with the data of the analytical solution. The analysis of numerical simulation data demonstrates the possibility of using the proposed method for calculating unsteady flows in hydraulic machines flow parts.

Keywords: numerical simulation, mathematic modeling, artificial viscosity, incompressible fluid, unsteady flows, computing meshes.

Введение. При работе на нерасчетных режимах в радиально-осевых поворотно-лопастных И гидротурбинах появляются низкочастотные гидродинамические пульсации, обусловленные нестационарным характером поведения закрученного потока. Величина пульсаций давления достигает десяти процентов располагаемого напора водяного столба, что для высоконапорных агрегатов может приводить к повреждению конструкции [1]. Также при работе обратимых гидротурбин в насосном режиме при малых открытиях направляющего аппарата возникают значительные динамические нагрузки на лопатки НА. Поскольку исследование условий возникновения и уровня вибраций в реальных агрегатах затруднено и аварийноопасно, необходимо теоретическую оценку параметров проводить нестационарного течения жидкости, в том числе частот и амплитуд гидродинамических нагрузок. В реальных условиях нестационарное поведение потока осложняется явлениями кавитации, гидроакустики и др., которые зависят, в том числе, и от масштабов модели исследуемой проточной части. Поэтому для более полного учета всевозможных особенностей течения актуально использование современных численных методов моделирования нестационарного потока жидкости.

В Институте проблем машиностроения НАН Украины создан программный комплекс *IPMFlow*, предназначенный для численного моделирования трехмерных вязких течений в проточных частях турбомашин различных типов. Этот комплекс разработан на базе существующих программных комплексов *FlowER* [2] *FlowER-U* [3]. В настоящее время *IPMFlow* позволяет моделировать только стационарные течения несжимаемой жидкости [4].

Основная сложность численного решения нестационарных несжимаемых уравнений Навье-Стокса возникает из-за уравнения неразрывности, в котором отсутствует слагаемое с производной по времени, что не позволяет применять традиционные методы интегрирования по времени. Наиболее распространенным подходом решению к нестационарных несжимаемых уравнений Навье-Стокса является введение в уравнение неразрывности производной по времени - искусственной сжимаемости. Этот метод впервые был использован Чориным [5] для получения стационарных решений. Чтобы получить решение по времени, в уравнения сохранения массы и импульса вводятся дополнительные производные по модифицированная псевдовремени, И система интегрируется по времени в два этапа - шаг по реальному времени И несколько шагов по псевдовремени, проводимых до достижения критерия сходимости. Методы искусственной сжимаемости с двойным интегрированием по времени использовались многими авторами для исследования нестационарных течений [6, 7].

В данной работы представлен один из возможных вариантов реализации метода двойного шага по времени при решении нестационарной задачи течения несжимаемой жидкости.

**Численный метод.** Для простоты будем рассматривать одномерные уравнения Эйлера нестационарного течения несжимаемой жидкости. При использовании метода искусственной сжимаемости и концепции псевдовремени их можно записать в виде [8]:

$$R_{\tau} \frac{\partial Q}{\partial \tau} + R_t \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial x} = 0, \qquad (1)$$

$$Q = \begin{pmatrix} P \\ u \end{pmatrix}, E = \begin{pmatrix} u \\ u^2 + P \end{pmatrix}, R_{\tau} = \begin{pmatrix} \beta^{-1} & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}, R_t = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$$

где и – скорость;

 $P = \frac{p}{\rho_*}$  – кинематическое давление;

*p* – статическое давление;

 $\rho_*$  – плотность жидкости;

β – коэффициент искусственной сжимаемости;

τ – псевдовремя.

При использовании трехслойной схемы дифференцирования по времени второго порядка, разностная аппроксимация величины *Q* примет вид:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} \approx \frac{3\Delta Q^{n+1} - \Delta Q^n}{2\Delta t}$$

где  $\Delta Q^n = Q^n - Q^{n-1}$  – приращение величин на *n*-м шаге по времени.

Рассмотрим поочередно интегрирование уравнений (1) по времени t и по псевдовремени  $\tau$ . При интегрировании по времени t неявная процедура расчета приращений  $\Delta Q^{n+1}$  будет иметь вид [8]:

$$\left(I + \frac{2}{3}\Delta t \frac{\partial A^{n+1}}{\partial x}\right) \Delta Q^{n+1} = \frac{1}{3}\Delta Q^n - \frac{2\Delta t}{3}\frac{\partial E^{n+1}}{\partial x}$$
(2)

Здесь A – матрица Якоби,  $A = \frac{\partial E}{\partial Q}$ . В

уравнении (2) отсутствуют множители  $R_{\tau}$  и  $R_{t}$ , поскольку считаем, что обеспечивается условие  $\frac{\partial P}{\partial t} = -\frac{\partial u}{\partial x} = 0$ 

Для приращения Q по псевдовремени  $\tau$  можно записать:

$$\frac{\partial Q}{\partial \tau} \approx \frac{Q^{n+1,k+1} - Q^{n+1,k}}{\Delta \tau} \,,$$

где *k* – индекс шага по псевдовремени. Примем, что

$$\Delta Q^{n+1} = Q^{n+1,k+1} - Q^{n+1,k} + Q^{n+1,k} - Q^n,$$
  
$$\Delta Q^{n+1,k+1} = Q^{n+1,k+1} - Q^{n+1,k}$$

Тогда неявная процедура для шага по псевдовремени будет выглядеть:

$$\left(IR_{\tau} + \Delta \tau \frac{\partial A^{n+1,k}}{\partial x}\right) \Delta Q^{n+1,k+1} = -R_t \left(\left(Q^{n+1,k} - Q^n\right) - \frac{1}{3}\Delta Q^n\right) - \Delta \tau \frac{\partial E^{n+1,k}}{\partial x}\right)$$
(3)

Принимая в (3)  $\Delta \tau = \frac{2}{3} \Delta t$  и  $\beta = 1$ , получаем:

$$\left(I + \frac{2}{3}\Delta t \frac{\partial A^{n+1,k}}{\partial x}\right) \Delta Q^{n+1,k+1} = -R_t \left(\left(Q^{n+1,k} - Q^n\right) - \frac{1}{3}\Delta Q^n\right) - \frac{2}{3}\Delta t \frac{\partial E^{n+1,k}}{\partial x}$$
(4)

Таким образом, неявная процедура для шага по времени (2) и шага по псевдовремени (4) аналогичны, за исключением слагаемого в правой части. Это позволяет без значительного изменения существующего алгоритма добавить в процедуру интегрирования по времени дополнительные подытерации, которые формируют бездивиргентное поле скоростей на каждом временном шаге.

Тестирование метода. Для тестирования метода была выбрана задача об одномерном течении невязкой несжимаемой жидкости с изменяющимся по времени давлением на выходе. Эта задача использовалась для верификации метода и другими авторами [5]. Моделирование выполнялось в трехмерной постановке на сетке размером  $6 \times 6 \times 36$ . Протяженность расчетной области по координате *x* составляла L = 0,1, по координатам *y* и *z* была одинакова и равна 0,006. На рис. 1 приведен общий вид расчетной сетки.



Рис. 1 – Вид расчетной сетки в канале

На границах в направлениях у и z ставились условия периодичности. На входе (при x = 0) задавалось постоянное полное давление, на выходе (при x = L) устанавливалось статическое давление, равное:

$$P_{\rm BHXOJ} = P_0 + P_e \sin \omega t$$

Были заданы следующие параметры:  $P_0 = 1$ ,  $P_e = 0,1$ ,  $\omega = 100$ . При выбранных значениях, когда амплитуда колебаний давления достаточно мала, существует точное аналитическое решение:

$$u(t) = u_0 - \frac{P_e}{u_0(1+\Omega^2)} \left(\sin\omega t - \Omega\cos\omega t + \Omega e^{-\frac{u_0}{L}t}\right)$$

$$P(x,t) = P_0 + P_e \sin \omega t + \left(x - L\right) \frac{P_e \omega}{u_0 (1 + \Omega^2)} \left(\cos \omega t + \Omega \sin \omega t - e^{-\frac{u_0}{L}t}\right),$$

где  $\Omega = \frac{L\omega}{u_0}$  – изменённая частота колебаний,  $u_0 = 1$ .

Моделирование проводилось с помощью неявного метода, шаг по времени был выбран таким, чтобы на каждый период колебаний приходилось 30 шагов:

$$\Delta t = \frac{2\pi}{30\omega}$$

Коэффициент сжимаемости принимал значение  $\beta = 100$ , количество подытераций составляло 20. В качестве начального условия использовано аналитическое решение при t = 0.

На рис. 2 и рис. 3 представлены результаты численного моделирования на отрезке времени первых 10 колебаний. На рис. 2 показаны значения расчетного и точного давлений в точке x = 0, которая соответствует входному сечению канала. Квадратиками показаны значения точного аналитического решения, сплошной линией – значения, значения, полученные в результате численного моделирования. Показанные численные результаты достаточно удовлетворительно согласуются с аналитическим решением.



Рис. 2 – Давление на входе в канал по итерациям

На рис. 3 показаны значения рассчитанной и точной скорости в точке x = 0. Отображенные численные результаты моделирования скорости также достаточно хорошо согласуются с аналитическим решением.





## Hydraulic machines and hydraulic units

Из представленных графиков видно, что решение экспоненциально приближается к простым гармоническим колебаниям, практически не меняясь уже после 6-го колебания. Численные результаты достаточно хорошо согласуются с точным решением, средняя ошибка для значений давления и скорости не превышает 10<sup>-3</sup>.

Выволы. Метод искусственной сжимаемости. дополненный подытерациями по псевдовремени, позволяет моделировать с удовлетворительной точностью нестационарные течения несжимаемой жидкости, требуя при этом небольшое количество дополнительных шагов. Предложенная модификация метода, которая использует одинаковую неявную процедуру для шагов по времени и псевдовремени, достаточно проста для реализации. Внесенные изменения не повлияли на погрешность получаемого решения, что показано на простом примере нестационарного течения в канале. Возможные проблемы со сходимостью на временном шаге могут быть решены подбором значений коэффициента сжимаемости и временным шагом на подытерациях. В дальнейшем предполагается выполнить дополнительные исследования нестационарных течений в проточных частях гидромашин.

#### Список литературы

- Dorfler P. Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery / P. Dorfler, M. Sick, A. Coutu. – London : Springer, 2013. – 242 p.
- Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин: монография / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Харьков : ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
- Русанов А. В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2009. – № 5. – С. 4–7.
- Русанов А. В. Расчетное исследование пространственного вязкого течения жидкости в отсасывающей трубе осевой гидротурбины / А. В. Русанов, Ю. В. Городецкий, Д. Ю. Косьянов [и др.] // Пробл. машиностроения. – 2011. – Т. 14, № 4. – С. 16–24.
- Chorin A. J. A numerical method for solving incompressible viscous flow problem // J. Comput. Phys. – 1967. – № 2. – P. 12–26.
- Roger S. E. An upwind differencing scheme for the time-accurate incompressible Navier–Stokes equations / S. E. Roger, D. Kwak // AIAA J. – 1990. – Vol. 28, № 2. – P. 253–262.
- Shaha A. Numerical solution of unsteady Navier–Stokes equations on curvilinear meshes / A. Shaha, L. Yuanb, S. Islam // Computers & Mathematics with Applications. – 2012. – Vol. 63, № 11. – P. 1548– 1556.
- Черный С. Г. Численное моделирование течений в турбомашинах / С. Г. Черный, Д. В. Чирков, В. Н. Лапин [и др.] – Новосибирск : Наука, 2006. - 202 с.

#### **References (transliterated)**

- Dorfler, P., M Sick, and A Coutu. Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery. London: Springer, 2013. Print.
- Rusanov, A. V and S. V. Ershov Matematicheskoe modelirovanie nestatsionarnykh gazodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh turbomashi. Kharkov: IPMach NASU, 2008. Print.
- Rusanov, A. V. and D. Yu Kos'yanov. "Chislennoe modelirovanie techeniy vyazkoy neszhimaemoy zhidkosti s ispol'zovaniem neyavnoy kvazimonotonnoy skhemy Godunova povyshennoy tochnosti." *Vostoch.-Evrop. zhurn. peredovykh tekhnologiy* 5 (2009): 4–7. Print.

- Rusanov, A. V., et al. "Raschetnoe issledovanie prostranstvennogo vyazkogo techeniya zhidkosti v otsasyvayushchey trube osevoy gidroturbiny." *Probl. mashinostroeniya*. No 14.4, 2011, 16–24. Print.
- Chorin, A. J. "A numerical method for solving incompressible viscous flow problem." J. Comput. Phys 2 (1967): 12–26. Print.
- Roger, S. E and D Kwak "An upwind differencing scheme for the time-accurate incompressible Navier–Stokes equations." *AIAA J.* 28.2 (1990): 253 – 262. Print.
- Shaha, A., L. Yuanb and S Islam "Numerical solution of unsteady Navier–Stokes equations on curvilinear meshes." *Computers & Mathematics with Applications*. No 63.11. 2012. 1548–1556. Print.
- Chernyy, S. G., D. V. Chirkov and V. N. Lapin Chislennoe modelirovanie techeniy v turbomashinakh. Novosibirsk: Nauka, 2006. Print.

Поступила (received) 14.07.2017

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Неявний чисельний метод для моделювання нестаціонарної нестисливої течії рідини / А. В. Русанов, Ю. А. Биков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 3–6. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Неявный численный метод для моделирования нестационарного несжимаемого течения жидкости / А. В. Русанов, Ю. А. Быков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 3–6. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

An implicit numerical method for unsteady incompressible fluid flow simulation / A. V. Rusanov, Yu. A. Bykov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 3–6. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2411-3441.

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

*Русанов Андрій Вікторович* – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, директор ІПМаш НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

*Русанов Андрей Викторович* – член-корреспондент НАН Украины, доктор технических наук, профессор, директор ИПМаш НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

*Rusanov Andrey Viktorovich* – Corresponding Member of the NAS of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Director of IPMach NAS of Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

*Биков Юрій Адольфович* – кандидат технічних наук, науковий співробітник ІПМаш НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-76; e-mail: bykow@ipmach.kharkov.ua.

*Быков Юрий Адольфович* – кандидат технических наук, научный сотрудник ИПМаш НАН Украины, г. Харков; тел.: (057) 349-47-76; e-mail: bykow@ipmach.kharkov.ua.

*Bykov Yuriy Adol'fovich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Research Officer in IPMach NAS of Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-76; e-mail: bykow@ipmach.kharkov.ua.

#### УДК 621.644:621.833.15

# JA. STRYCZEK, Z. YA. LURYE, V. M. SOLOVYOV, P. ANTONIAK

# TO THE ISSUE OF SOLVING THE INVERSE TASKS OF MULTI-CRITERIA IDENTIFICATION OF VOLUME HYDRAULIC MACHINES

У роботі обґрунтовано ефективність методу дослідження простору параметрів для рішення зворотних задач багатокритеріальної ідентифікації на прикладі шестерінчастого насоса зовнішнього зачеплення з прозорим корпусом, розробленого у «Вроцлавській політехніці». Покращена математична модель об'єкта дослідження шляхом введення рівнянь радіального і нормального бокового зазорів, що підвищило її адекватність і дозволило визначити три вихідних даних, відсутніх у технічній документації. Знайдені значення коефіцієнта висоти ніжки зуба, бічного і радіального зазорів спільно з іншими відомими вихідними даними дозволяють побудувати 3D комп'ютерну модель для подальшого дослідження в програмі обчислювальної гідродинаміки робочого процесу насоса.

Ключові слова: ідентифікація, математична модель, пряма і зворотна задачі ідентифікації, багатокритеріальні задачі ідентифікації, критерії адекватності.

В работе обоснована эффективность метода исследования пространства параметров для решения обратных задач многокритериальной идентификации на примере шестеренного насоса внешнего зацепления с прозрачным корпусом, разработанного в «Вроцлавской политехнике». Улучшена математическая модель объекта исследования путем ввода уравнений радиального и нормального бокового зазоров, что повысило ее адекватность и позволило определить три исходных данных, отсутствующих в технической документации. Найденные значения коэффициента высоты ножки зуба, бокового и радиального зазоров совместно с другими известными исходными данными позволяют построить 3D компьютерную модель для дальнейшего исследования в программе вычислительной гидродинамики рабочего процесса насоса.

Ключевые слова: идентификация, математическая модель, прямая и обратная задачи идентификации, многокритериальные задачи идентификации, критерии адекватности.

The work proves the effectiveness of the parameter space investigation method for solving inverse tasks of multi-criteria identification by the example of an external gear pump with a transparent casing developed at the Wroclaw Polytechnica. The mathematical model of the object of investigation was improved by introducing the equations of radial clearance and normal backlash, which increased its adequacy and allowed to determine three input data that are absent in the technical documentation. The found values of the dedendum coefficient, backlash and radial clearance together with other known input data allow to build the 3D computer model for further investigation of pump working processes in the CFD program.

Key words: identification, mathematical model, direct and inverse identification tasks, multi-criteria identification tasks, adequacy criteria.

#### Introduction

The issue of the conformity (adequacy) of mathematical models (MM) to real objects is an important scientific and experimental problem. This is achieved by formulating and solving identification tasks. A large range of methods and algorithms for identification has been accumulated. It is shown that the classification of identification tasks can be carried out for a number of features. The article proposes a multi-criteria identification, the effectiveness of which is confirmed by solving the tasks for mechanical systems. In general, let's call such identification problems as direct tasks.

In science and practice, there is also a reverse situation, when the manufactured sample doesn't have a number of parameters required for development and study of computer models. Here, these parameters should be found by using the improved MM. We call such identification problems as inverse tasks.

This article is devoted to the formulation and solution of inverse identification tasks by the example of an external gear pump (GP).

#### Analysis of literary sources

In work [1], the authors note that parametric identification (direct identification tasks) in the modern theory of automatic control is the ability to determine the MM parameters of system or process according to results of measuring the certain output values of a real system for a certain time interval. The authors of work [1] state that although the term "identification" was applied in the 60th years of the XX century, identification in a broad sense is an integral part of science (of many scientific areas).

In practice, a multi-criteria approach to identification tasks was effective in the example of mechanical systems based on the method of studying the parameter space or the data parameters investigation method [2, 3]. In the general case, when studying the complex systems, it cannot be asserted that the MM corresponds to a real object. In this case it is difficult to manage with one indicator (criterion) of adequacy as in traditional direct identification tasks. In the multi-criterion formulation, it is possible to assess the adequacy of the model according to the set of local proximity criteria. The essence of the authors' approach to the direct task of multi-criteria identification includes the following: there are characteristics (criteria)  $\Phi_v^c(\alpha), v=1,k$  determined from the analysis of the MM describing the object under study,  $\alpha = (\alpha_1, \dots, \alpha_r)$  – vector of parameters of the model under study. There is  $\Phi_v^{exp}$  – experimental value of the v-th criterion measured with sufficient accuracy directly on the prototype sample or on the prototype. The number of them should be sufficient for the correct statement of the identification task. Comparing the calculated  $\Phi_v^c(\alpha), v = 1, k$ characteristic and experimental characteristic of the model, it is necessary to determine the conformity of the model to the real object and to find the parameter vectors  $\alpha^{i}$ , which satisfy three types of limits:

parametric

$$\alpha_j^* \le \alpha_j \le \alpha_j^{**}, \ j = \overline{1, r};$$
 (1a)

© Ja. Stryczek, Z. Ya. Lurye, V. M. Solovyov, P. Antoniak, 2017

functional

$$c_l^* \le f_l(\alpha) \le c_l^{***}, \ l = \overline{1, t} ; \qquad (1b)$$

criterial

$$\left\| \Phi_{v}^{c}(\boldsymbol{\alpha}^{i}) - \Phi_{v}^{exp} \right\| \leq \Phi_{v}^{**} \,. \tag{1c}$$

These limits define the allowed set  $D\alpha$  [2]. Here  $\Phi_v^{**}$  – criterial limits, which are assigned in the process of the researcher's dialogue with the computer on the ground of the analysis of test tables. The determined vectors  $\alpha^i$  belonging to the  $D\alpha$  are called adequate. The algorithm includes the essence of multi-criteria (vector) parametric identification.

### Formulation of the task

It follows from the above review that the solution of direct identification tasks in the field of the modern theory of automatic control is an actual direction, which is of practical and scientific interest. The nature of the tasks to be solved is associated with an increase in the adequacy of the model to the real object. The emergence of a reliable model on the basis of solving the identification tasks by using the data parameters investigation method has become a new trend in the theory and practice of identification. The nature of the identification tasks to be solved in this direction also relates to the adaptation of the model to the real object.

Let's consider the GP as an object of multi-criteria identification. When calculating and developing a gearing (G) of a pumping unit, we usually use the packages (programs) for calculating the mechanical transmissions, which have a mathematical model closed for the user and are oriented to designing the power mechanical transmissions in accordance with regulatory documents. As a result, the documentation (drawings) does not contain a number of parameters that are included in the equation of the gearing geometry of the hydraulic machine

pumping unit. For example, the absence of parameters  $h_f^*$ 

(dedendum coefficient) and  $J_n$  (normal backlash) in the source data and technical (design) documentation indicates that the gears were calculated with using a mechanical transmission calculation package, where the input data do not require the setting of these parameters (for example, "*Compass*" of the Russian company "*ASCON*"). The absence of the value  $X_{min}$  in the input data may indicate the application of a gearing calculation program of Swiss company *KISSsoft.* 

Let's consider the formulation of the identification task when the inverse task of finding the unknown values  $h_f^*$  and  $J_n$  is solved with the help of MM that takes into account all features of the GP pumping unit gearing as a hydraulic machine.

The practice of GP gearing calculations, incl. calculations with the help of *Compass* program, shows that the calculation of a non-gaping engagement is most often performed, while the real clearance is provided by tolerances for manufacturing the gears and pump casing.

In this case, the program *KISSsoft* (Switzerland) can be used to calculate and build drawings of a gear pump. The program is oriented to mechanical transmissions, and its mathematical support is based on DIN standards [4-6]. The program uses the parameter  $h_f^*$  in the input data to calculate the gearing. As for gaps  $J_t$ ,  $J_n$  and  $J_r$ , this problem is solved in the program on the basis of tolerances and corresponding equations (DIN [5, 6]). These three gaps can be seen in the resulting protocol of the *KISSsoft* program after calculating the gearing. From the analysis of the protocol data, it can be stated that these parameters are not included in other equations of the *KISSsoft* calculation model.

In work [7], one of the recommendations for mechanical transmissions is to calculate the non-gaping engagement, and in the documentation, the backlash is provided by tolerances for the manufacture of gears. However, back in 1957, in the first edition of monograph [8] by E. M. Yudin about the gear pump, the author proposed a formula that links two important parameters: coefficient of profile displacement X and center-to-center distance  $a_w$  by means of the gearing angle  $(\alpha_w)$  with allowance for the backlash:

$$X = \frac{z \cdot (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) - \frac{J_n \cdot \cos \alpha_w}{2 \cdot m \cdot \cos \alpha}}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}.$$
 (2)

The numerator of expression (2) includes a backlash. The author showed the influence of this parameter on the hydrodynamics of GP internal processes, on the flowing of working fluid (WF) from the chamber of higher pressure into the chamber of low pressure, on pulsation of instantaneous flow, etc. Thus, in the gearing MM, an equation was introduced to take into account the backlash.

The influence of the backlash on the parameters of the GP operation is evident from the work of American researchers from Youngstown State University [9], which is devoted to the two-dimensional numerical modeling of the internal hydrodynamics of a working fluid flow rate in the gear pump. The PGP gear pump (number of teeth - 11, working volume - 50 cm<sup>3</sup>) of Parker Hannifin Corp make was used as the object of research. Fig. 1 shows the curves of mass flow rate as a function of time (of the gear rotation angle) at the pump outlet. The mass flow rate (Fig. 1), as a function of time, is a sinusoidal curve and does not change with time.

In general, according to the authors, the results confirm that the size of the backlash is the most significant parameter that affects the pump flow rate. In DIN standards and in *Compass* and *KISSsoft* computation programs, there is no dependence (2).

It should be noted that in *KISSsoft*, the parameter of radial clearance C is calculated in absolute values (DIN [6]).

In the domestic literature and in the *Compass* program, the coefficient  $C^*$  is included in the input data and its values are clearly regulated in order to standardize the cutting tool for making mechanical gears.



Fig. 1 – Mass flow rate curve in numerical modeling of a working fluid flow in the gear pump with the backlash of 30  $\mu$ m, rotation frequency of 3000 rpm and pressure of 3000 psi (iteration step is  $1 \cdot 10^{-6}$  s, the number of iterations is 10 000)

Let's note that when the formulas (3a), (3b) and (3c), which determine the actual center-to-center distance, are substituted into equations (DIN [6])

$$\alpha_w = \alpha \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}, \qquad (3a)$$

tip diameter

$$d_a = 2a_w - d + 2m(h_a^* - x),$$
 (3b)

and reference diameter

$$d = m \cdot z , \qquad (3c)$$

we obtain the following expression:

$$C = \left(h_f^* - h_a^*\right) \cdot m \,. \tag{3d}$$

If we do not use numerical values for the coefficients  $h_a^*$ and  $C^* = C/m$ , and follow the basic rack profile of the tool (Fig. 2b, GOST 13755-68), then we obtain the formula (3e):

$$h_f^* = h_a^* + c^*$$
. (3e)

It follows from formula (3e), that only  $h_a^*$  and no any other value is one of the most important augends of the dedendum coefficient. As can be seen from Fig. 2 (theoretical basic rack profiles of the tool) this rigid requirement is not present: the dedendum size without a radial clearance can be not equal to the addendum size.



Fig. 2 – Theoretical basic rack profile of the tool (GOST 13755-81)

As follows from the analytical review, to determine two unknown parameters on the real gear pump, it is necessary, according to the general setting (1a) - (1c) of the multi-criteria (vector) parametric identification of the task, to construct a mathematical model, with the help of which a multi-criteria optimization task is solved within the framework of solid state mechanics under optimization criteria, and under the adequacy criteria, the identification task is solved. In our opinion, the basis of such a model for a gear pump can be the DIN equations [4 - 6], formula (2), backlash equations from work [7], working volume [8], etc.

Functional limits, the performance of which ensures the GP operability [7, 8], are represented by inequations that show the need to fulfill limits on geometric and kinematic parameters in the identification process for: minimum displacement

$$X > X_{\min}; \tag{4}$$

gear teeth height

$$H \le 0,25m; \tag{5}$$

thickness of tooth tip on addendum circle

$$S_a \ge 0, 2m; \tag{6}$$

minimum clearances of gears

$$C^* \ge 0.5/m; \tag{7}$$

# and others. Adequacy criteria

When choosing criteria for adequacy, the recommendations set forth in [2, 3] were used. In this case, we took into account the peculiarity of the inverse task, which consisted in comparing the correspondence between the selected known values of the object parameters and the calculated values obtained in the course of search for unknown parameter values of  $J_n$  and  $h_f^*$  of the object. In this case, the parameters of the model and the object are indicated by upper indices, with the letters "m" and "ob", respectively.

The following expressions are used as criteria for adequacy:

$$\Phi_1 = \left| d_a^{\rm m} - d_a^{\rm ob} \right|; \tag{8}$$

$$\Phi_2 = \left| d_f^{\rm m} - d_f^{\rm ob} \right|; \tag{9}$$

$$\Phi_3 = \left| V_0^{\rm m} - V_0^{\rm ob} \right| \,; \tag{10}$$

$$\Phi_4 = \left| X^{\mathrm{m}} - X^{\mathrm{ob}} \right|; \tag{11}$$

$$\Phi_5 = \left| h_a^{\rm m} - h_a^{\rm ob} \right|. \tag{12}$$

The original GP with a transparent casing (Fig. 3), created in the "Wroclaw Polytechnica" under the guidance of Professor Ja. Stryczek, was taken as an identification object. Works [10, 11] are devoted to experimental studies of this pump on the bench (Fig. 4), with the help of which it is possible to carry out not only the determination of characteristics, but also visualize the flow in the working part of the pump.



Fig. 3 – Design of the experimental pump



Fig. 4 – Photo of the test bench for the experimental pump

Experimental studies were carried out with a working fluid of HLP-68 grade with a kinematic viscosity of 68 mm<sup>2</sup>/s at  $T = 40^{\circ}$ C. The curves of pressure pulsations on the suction and pressure lines were received, while video recording (10000 frames/s) fixed the moments of the appearance and collapse of cavitations bubbles. To build a computer model of this pump three input parameters were unknown:  $h_f^*$ ,  $J_n$  and  $C^*$ .

Let us turn to their search. At the first stage, the following intervals of variable parameters were adopted. Generally, they make up the parametric limits: dedendum coefficient of basic rack  $h_f^* = 1,15...1,365$ , normal backlash  $J_n = 0.025...0,045 mm$  and addendum coefficient of basic rack  $h_a^* = 1,15...1,19$ . In addition to the parametric limits, functional limits were introduced. In the course of solution, 495 trial variants of the gearing and the pumping unit, as a whole, were considered, from which 64 decisions have satisfied the given conditions and the specified restrictions accepted in the model. These decisions make up the set G(the parallelepiped  $\Pi$  subset consisting of points satisfying the parametric and functional limits). At this stage, a linear relationship between the accepted criteria was estimated by determining the correlation coefficients [3, 12]. In general, the correlation analysis allows us to more deeply assess the formulation of the identification task in terms of selecting: the assigned criteria and their number, intervals of parametric and criterial limits, the variable parameters, and, on the whole, it allows to clarify the formulation of the task.

At the second stage, the criterion limits were introduced into the model and the intervals of the variable parameters were changed as follows:  $1,15 \le h_a^* \le 1,17$ ;  $1,335 \le h_f^* \le 1,365$ ;  $J_n = 0,03$ . 495 test solutions make up a test table containing 35 solutions, which constitute an admissible set  $D\alpha$ . On the basis of a dialogue with the OPT software system of multi-criteria optimization [13], the results of various functions of processing the information of the test table can be displayed on the monitor screen by the command system. Table 1 gives the results of search of limit values for each criterion with an indication in which decision (at which point in the test table) they are listed.

The data of Table 1 show that the minimum values of all criteria are contained in points 5 and 23, including the criterion F4X equal at all points, including point 23. These two decisions should be considered as precedents for choosing the best solution. Table 2 shows the values of the criteria at points 5 and 23, on the basis of which it is possible to give preference to solution 5.

Table 1 – Limit values of criteria F1 to F5 in the test table with indication of the point number

Contact NL	Et and Date AN	E' ( D ( N
Criterion No	Fi.max /Point No	Fi.min / Point No
F1da	0,065 mm / 21	0,051 mm / 5
F2df	0,275 mm / 19	-0,02 mm / 23
F3Vo	$0,115 \text{ cm}^3/21$	$-0,02 \text{ cm}^3/23$
F4X	-0,007 / 1-35	-0,007 / 1-35
F5ha*	-0,001 / 21	-0,002 / 5

In addition, the values of the required parameters of the inverse problem being solved are given for points 5 and 23 in Table 2. After rounding the values of variable parameters  $h_a^*$  and  $h_f^*$  and p.5 to the third decimal place and after performing the local identification, the search for the best solution of the inverse multi-criteria identification task is completed (Table 3).

Table 4 shows the values of the geometric and kinematic parameters for the gearing of the best solution.

To calculate geometrical parameters of the gearing according to input data (highlighted in Table 4) is of practical importance in any program, for example, in the KISSsoft program, in order to evaluate the proximity of the proposed mathematical model for solving the inverse identification task as well as of the *KISSsoft* program model (Table 5, 6 are constructed according to the protocol).

Table 5 shows the values of the adequacy criteria, which were calculated from equations (8 - 12), where the values of the parameters with the index "M" were taken from the protocol of the *KISSsoft* program.

Parameters that have a small difference are shown in the tables in a dark color. In general, the comparison of the data of Tables 4, 6 and 3, 5 shows sufficient practical accuracy of geometrical parameters of the gearing and the accuracy of adequacy criteria obtained on the basis of the model under discussion by means of *OPT* and *KISSsoft* packages. The resulting solution can be used for the subsequent construction of the 3D computer model and further research.

 Table 2 – Minimum values of criteria and required parameters of p.5 (the 1<sup>st</sup> numeric string) and of p.23 (the 2<sup>nd</sup> numeric string) when identifying the gear pump

Criteria				Ree	quired parame	ters	
F1da	F2df	F3V <sub>0</sub>	F4X	F5ha*	$m{h}_{f}^{*}$	$\dot{J}_n$	С
mm	mm	cm <sup>3</sup>				mm	mm
0,051	0,025	0,001	-0,007	-0,002	1,168	0,03	0,962
0,062	-0,02	0,089	-0,007	-0,001	1,169	0,03	0,979

# Table 3 – Values of criteria and required parameters of the best solution

Criteria				Rec	quired paramet	ers	
F1da	F2df	F3 V <sub>0</sub>	F4 X	F5ha*	$\pmb{h}_f^*$	$j_n$	С
mm	mm	cm <sup>3</sup>				mm	mm
0,055	-0,005	0,03	-0,007	-0,002	1,363	0,03	0,975

Parameter designation	Mathematical model	Parameter designation	Mathematical model
$d_a$ , mm	69,454	$h_a^*$	<u>1,168</u>
$d_b$ , mm	51,684	<i>m</i> , mm	5
$d_f$ , mm	45,395	$d_w$ , mm	58,4
d , mm	55	$J_n, \mathbf{mm}$	<u>0,03</u>
$a_w, \mathbf{mm}$	<u>58,4</u>	C , mm	0,975
$\alpha_w, 0$	27,75	<u>Z</u>	<u>11</u>
<u> </u>	<u>0,4025</u>	<u><i>a</i></u> ,0	<u>20</u>
X <sub>min</sub>	0,2748	$h_f^*$	<u>1,363</u>
H , mm	12,03	Pt	14,76
$S_a$ , mm	1,262	$\vartheta_P$	-4,812
εα	1,301	$W_{K}$ , mm	24,288
ρ	<u>0,38</u>	b, mm	<u>38</u>

Table 4 - Result of gearing parameters calculation

Table 5 –	Criteria	values	in the	KISSsoft	protocol
Table J	Cincina	varues	in the	RIDDSOIL	protocor

F1da	F2df	F4 X	F5ha*
mm	mm		
0.016	0,034	-0,0036	-0,002

Parameter designation	Program KISSsoft	Parameter designation	Program KISSsoft
$d_a$ , mm	69,416	$h_a^*$	1,168
$d_b$ , mm	51,683	<i>m</i> , mm	5
$d_f$ , mm	45,434	$d_w$ , mm	58,4
d , mm	55	$J_n$ , mm	0,034
$a_w$ , mm	58,4	С	0,975
$\alpha_w$ ,°	27,75	Z	11
X	0,4064	$\alpha$ , <sup>0</sup>	20
X <sub>min</sub>	absent in protocol	$h_{f}^{*}$	1,363
H , mm	11,991	Pbt	14,76
$S_a$ , mm	1,294	$\vartheta_P$	-4,761
εα	1,297	$W_K$ , mm	24,301
ρ	0,38	<i>b</i> , mm	38

Conclusions.1. The review of the works shows that the parametric identification tasks are being solved in many branches of science and technology, and mainly in the direction of increasing the adequacy of the mathematical model to the real object. However, in practice there are issues when the technical documentation of the object does not have some input data according to which it was designed and which are needed, for example, to construct a computer 3D model as well as to conduct further research. Another situation also arises: it is necessary to determine the parameters (basically gaps) in hard-to-reach places of the real object. In these cases, inverse problems of parametric identification arise, when we determine unknown parameters of the object by using the most reliable models. The experimental gear pump with a transparent casing, developed in the "Wrocław Polytechnica", is considered as such an object.

2. The proposed mathematical model for a gear pump includes the following:

- equations of foreign and domestic researchers of mechanical transmissions gearing;

- additional equations (of working volume, coefficient of profile shifting, rigid requirements to the coefficient of overlap, etc.) taking into account the peculiarities of the gearing in the pumping unit of the gear pump;

- parametric and functional constrains;

- criteria of adequacy and criterial constrains of the real object to its mathematical model (according to the values of the tip and root diameters, profile shifting coefficient, etc.) that makes it possible to set and solve the inverse tasks of multi-criteria identification.

3. The inverse task of multi-criteria identification is set and solved by the definition of three unknown parameters  $(h_f^*, J_n, C)$  for the experimental gear pump.

This task is characterized by the following stages:

- correlation analysis of the assigned criteria (with parametric and functional constrains included);

- the introduction of criteria limits and the search for a nonempty set D with the definition of limit values (and the number of points) for each criterion and the identification of precedents for the best solution;

- local identification with the selected precedent and completion of the search for three unknown parameters;

- transfer of results for 3D computer model construction and for further investigation of internal hydrodynamics.

4. The performed calculations of the gearing geometry of the best solution with using the proposed MM and the dialog program *OPT* with the result of *KISSsoft* program calculation confirmed the proximity of the models and sufficient accuracy for practice.

#### Список литературы

- Справочник по теории автоматического управления / Под редакцией А. А. Красовского. М.: Наука. 1987. 712 с.
- Статников Р. Б. Многокритериальное проектирование машин / Р. Б. Статников, И. Б. Матусов. – М. : Знание, 1989. – 48 с.
- Соболь И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах с многими критериями / И. М. Соболь, Р. Б. Статников. – 2-е изд. – М. : Дрофа, 2006. – 175 с.

- DIN 3960 Begriffe und Bestimmungsgroben fur Stirnrader (Zylinderrader) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung – 1987.
- DIN 3960 Bei-1 und Bestimmungsgroben fur Stirnrader (Zylinderrader) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung. – 1980.
- DIN 3967 Bestimmungsgroben fur Stirnrader (Zylinderrader) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung. – 1978.
- Цилиндрические эвольвентные передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии: Справочное пособие / И. А. Болотовский, В. И. Гурьев, В. Э. Смирнов [и др.] – М.: Машиностроение. – 1974. – 160 с.
- Юдин Е. М. Шестеренные насосы / Е. М. Юдин. М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
- Hyun K. Two-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump / K. Hyun, M. Hazel, P. Suresh // American Society Eng. – 2007.
- Visualisation research of the flow processes in the outlet chamberoutlet bridge-inlet chamber zone of the gear pumps / J. Stryczek, P. Antoniak, O. Jakhno [et al] // Archives of Civil and Mechanical Engineering. – 2014. – Р. 1 – 14.
   Стричек Я. Математическое моделирование ламинарного
- Стричек Я. Математическое моделирование ламинарного течения вязкой несжимаемой жидкости в линии нагнетания шестеренного насоса / Я. Стричек, Д. В. Костнок, Н. В. Ногин, [u др.] // Промислова гідравліка і пневматика. – 2013. – №3 (41). – С. 37 – 43.
- Соболь И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах с многими критериями / И. М. Соболь, Р. Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 107 с.
- Оксененко А. Я. Диалоговая система решения инженерных задач многокритериальной оптимизации / А. Я. Оксененко, З. Я. Лурье, Г. С. Левитин // Управляющие системы и машины. – К.: Техника. – 1988. – № 3. – С. 101 – 103.

#### **References** (transliterated)

- Spravochnik po teorii avtomaticheskogo upravleniya / Pod redaktsiey A. A. Krasovskogo. Moscow.: Nauka,1987. Print.
- Statnikov, R. B., and I. B. Matusov. *Mnogokriterial'noe proektirovanie mashin*. Moscow: Znanie. Print.
- Sobol', I. M., and R. B. Statnikov Vybor optimal'nykh parametrov v zadachakh s mnogimi kriteriyami. 2nd ed. Moscow: Drofa, 2006. Print.
- 4. DIN 3960 Begriffe und Bestimmungsgroben fur Stirnrader (Zylinderrader) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung. 1987. Print.
- DIN 3960 Bei-1 und Bestimmungsgroben fur Stirnrader (Zylinderrader) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung. 1980. Print.
- DIN 3967 Bestimmungsgroben fur Stirnrader (Zylinderrader) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung. 1978. Print.
- Bolotovskiy, I. A., et al. *Tsilindricheskie evol'ventnye peredachi* vneshnego zatsepleniya. Raschet geometrii: Spravochnoe posobie. Moscow: Mashinostroenie, 1974. Print.
- Yudin, E. M. Shesterennye nasosy. Moscow: Mashinostroenie, 1964. Print.
- 9. Hyun, K., M. Hazel and P. Suresh "Two-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump." *American Society Eng.* 2007. Print.
- Stryczek, J., et al. "Visualisation research of the flow processes in the outlet chamber-outlet bridge-inlet chamber zone of the gear pumps." *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2014. 1 – 14. Print.
- Strychek, J., et al. "Matematicheskoe modelirovanie laminarnogo techeniya vyazkoy neszhimaemoy zhidkosti v linii nagnetaniya shesterennogo nasosa." *Promyslova gidravlika i pnevmatika*. No. 3 (41). 2013. 37 – 43. Print.
- 12. Sobol', I. M., and R. B. Statnikov *Vybor optimal'nykh parametrov v* zadachakh s mnogimi kriteriyami. Moscow: Nauka, 1981. Print.
- Oksenenko, A. Ya., Z. Ya. Lur'e and G. S. Levitin "Dialogovaya sistema resheniya inzhenernykh zadach mnogokriterial'noy optimizatsii." *Upravlyayushchie sistemy i mashiny*. No. 3. – Kyiv: Tekhnika, 1988. 101 – 103. Print.

Received 10.10.2017

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

До питання рішення зворотних задач багатокритеріальної ідентифікації об'ємних гідромашин / Я. Стричек, З. Я. Лур'є, В. М. Соловйов, П. Антоньяк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 7–13. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2411-3441.

К вопросу решения обратных задач многокритериальной идентификации объемных гидромашин / Я. Стричек, З. Я. Лурье, В. М. Соловьев, П. Антоньяк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 7–13. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2411-3441.

To the issue of solving the inverse tasks of multi-criteria identification of volume hydraulic machines / J. Stryczek., Z. Ya Lurye, V. M. Solovyov, P. Antoniak // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No 42(1264). – P. 7–13. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Стричек Ярослав* – доктор технічних наук, професор, Вроцлавська політехніка, м. Вроцлав, Польща; e-mail: jaroslaw.stryczek@pwr.edu.pl.

*Стричек Ярослав* – доктор технических наук, профессор, Вроцлавская политехника, г. Вроцлав, Польша; e-mail: jaroslaw.stryczek@pwr.edu.pl.

*Stryczek Jaroslaw* – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Wroclaw Polytechnica, Wroclaw, Poland; e-mail: jaroslaw.stryczek@pwr.edu.pl.

*Лур'є Зіновій Якович* – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (050) 343-01-06; e-mail: zi.lurye@gmail.com.

*Лурье Зиновий Яковлевич* – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины»; тел.: 050) 343-01-06; e-mail: zi.lurye@gmail.com.

*Lurye Zinoviy Yakovlevich* – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (050) 343-01-06; e-mail: zi.lurye@gmail.com.

*Соловйов Володимир Михайлович* – кандидат технічних наук, начальник сектора Державного підприємства «Харківське конструкторське бюро з машинобудування», м. Харків; тел.: (057) 757-41-70; e-mail: torque-converter@ukr.net.

*Соловьев Владимир Михайлович* – кандидат технических наук, начальник сектора Государственного предприятия «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению», г. Харьков; тел.: (057) 757-41-70; e-mail: torque-converter@ukr.net.

*Solovyov Volodimir Mikhaylovich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D), Sector Chief of State Enterprise "Kharkiv machinebuilding design bureau", Kharkov; tel.: (057) 757-41-70; e-mail: torque-converter@ukr.net.

*Антоньяк Петр* – кандидат технічних наук, доцент, Вроцлавська політехніка, м. Вроцлав, Польща; e-mail: piotr.antoniak@pwr.edu.pl.

*Антоньяк Петр* – кандидат технических наук, доцент, Вроцлавская политехника, г. Вроцлав, Польша; e-mail: piotr.antoniak@pwr.edu.pl.

Antoniak Piotr – Candidate of Technical Sciences (Ph. D), Wroclaw Polytechnica, Wroclaw, Poland; e-mail: piotr.antoniak@pwr.edu.pl.

# УДК 681.518.54

# О. Ю. КРОПАЧЕК

# ИССЛЕДОВАНИЕ АЛГОРИТМОВ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ МНОГОМЕРНЫХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СОСТОЯНИЙ СЛОЖНЫХ ПРОМЫШЛЕННЫХ ОБЪЕКТОВ

Удосконалено математичну модель коефіцієнта автокогерентності для виявлення частотної і тимчасової нестаціонарності перехідних випадкових теплових процесів. Показана можливість використання коефіцієнта частотної нестаціонарності по зсуву для контролю екстремальних значень багатовимірних теплових процесів при істотних обмеженнях інтервалу часу спостереження. Доведено можливість екстраполяції контрольованих багатовимірних термодинамічних параметрів по вдосконаленим коефіцієнтам автокогерентності з використанням імовірнісно обгрунтованої процедури локального прогнозування. Отримано рівняння для дисперсій похибки прогнозування для альтернативних обчислювальних процедур та визначено умови підвищення ефективності прогнозування. Доведено можливість підвищення точності статистичного контролю теплових процесів при екстраполяції удосконалення коефіцієнтів автокогерентності. Ключові слова: теплові процеси, температура, прогнозування, діагностика, ідентифікація, когерентність, вейвлет перетворення.

Усовершенствована математическая модель коэффициента автокогерентности для выявления частотной и временной нестационарности переходных случайных тепловых процессов. Показана возможность использования коэффициента частотной нестационарности по сдвигу для контроля экстремальных значений многомерных тепловых процессов при существенных ограничениях интервала времени наблюдения. Доказана возможность экстраполяции контролируемых многомерных термодинамических параметров по усовершенствованным коэффициентам автокогерентности с использованием вероятностно обоснованной процедуры локального прогнозирования. Получены уравнения для дисперсий погрешности прогнозирования для альтернативных вычислительных процедур и определены условия повышения эффективности прогнозирования. Доказана возможность повышения точности с татистического контроля тепловых процессов при экстраполяции усовершенствованных коэффициентов автокогерентности.

Ключевые слова: тепловые процессы, температура, прогнозирование, диагностика, идентификация, когерентность, вейвлет преобразование.

The mathematical model of the coefficient of auto-coherence has been improved to detect the frequency and time nonstationarity of transient random thermal processes. The possibility of using the frequency nonstationarity factor in the shift to control the extreme values of multidimensional thermal processes is shown with significant limitations of the observation time interval. The possibility of extrapolation of controlled multidimensional thermodynamic parameters by improved coefficients of auto-coherence with the use of a probabilistically grounded procedure of local prediction is proved. Equations for prediction error variances for alternative computational procedures are obtained and conditions for improving forecasting efficiency are determined. The possibility of increasing the accuracy of statistical control of thermal processes during extrapolation of the improved coefficients of auto-coherence is proved.

Keywords: thermal processes, temperature, prediction, diagnostics, identification, coherence, wavelet transformation.

Постановка проблемы. Повышение эффективности работы любых информационных систем контроля, диагностики, идентификации невозможно без учета априорной информации, связанной с исходной неопределенностью состояний контролируемых или диагностируемых объектов. Кроме того, уменьшение такой неопределенности связано с повышением точности измерительных уменьшения остаточной преобразований и неопределенности решений, принимаемых в холе контроля или функциональной диагностики.

Актуальность и целевая направленность темы обусловлены необходимостью совершенствования информационных технологий компьютеризированной идентификации диагностики и контроля объектов с динамическими нестационарными свойствами. Такие объекты имеют различную физическую природу, но характеризуются неустранимой неопределенностью локальных, по времени, переходных процессов, сопровождающих динамику их функционирования (механические тепловые процессы и в транспортных, технологических, энергетических системах и агрегатах; биоэлектрические системы живых организмов и т.д.).

Анализ литературы. Проблема эффективного прогнозирования поведения сложных промышленных объектов по поведению процессов, протекающих в них, всегда являлась предметом вероятностностатистического анализа процедур преобразования первичной измерительной информации во вторичные логические решения. При этом, степень и глубина изучения проблемы связывалась со сложностью математической модели процедуры такого преобразования [1 – 2]. Лучше всего изучена проблема для простых (линейных) процедур, реализованных в виде параметрических линейных дискриминантных функций (ДФ) [1, 3]. Квадратичные функции, учитывающие априорную информацию большего (в разы) объема исследованы – недостаточно [4]. По отсутствуют статистически крайней мере, обоснованные модели функциональной связи между объемами обучающих выборок, используемых для синтеза коэффициентов дискриминантной функции и интервальными оценками достоверности получаемых решений.

Цель статьи. Совершенствование статистически адекватных вероятностных моделей объектов с априори неопределенными динамическими свойствами при ограничении на объемы первичной измерительной информации с целью внедрения информационно-вычислительных процедур вероятностного моделирования И контроля динамически неоднородных объектов в ИИС диагностики, идентификации и контроля

Анализ особенностей прогнозирования тепловых процессов. Использование алгоритмов

© О. Ю. Кропачек, 2017

параметрических изменений прогнозирования в неравновесных термодинамических системах является формально привлекательной задачей. Это объясняется тем, что термодинамические процессы физически инерционны, обладая, при этом, невысокой остаточной неопределенностью значений. своих этого, математические Кроме ожидания таких процессов являются практически неслучайными функциями времени. имеюшими физически обоснованные математические модели своих изменений. Фактически. термодинамические процессы – это случайные процессы, нестационарные, в основном, по математическому ожиданию [5, 6]. Однако, при долгосрочном прогнозе поведения термодинамических систем следует учитывать два фактора, влияющих на неопределенность прогноза.



Во-первых, фактор размерности термодинамической системы, связывающий величину ошибки прогноза с видом конкретной математической модели преобразования первичных результатов измерений для получения вторичной информации в форме логических выводов (задачи управления, контроля, идентификации [7 – 9]).

Во-вторых, несмотря на очевидность имеющейся у термодинамических процессов нестационарности по математическому ожиданию, такие процессы, хотя и слабо, но нестационарны и по спектру. Это хорошо видно из рис. 1,  $\delta$ , c, если рассматривать сечения вейвлет-спектров температурных процессов вдоль оси сдвига.







Учет влияния перечисленных факторов на ошибку прогноза может способствовать ee количество получаемой уменьшению, повышая информации в задачах статистического управления и контроля [10]. Это повышение будет тем эффективнее, чем короче интервалы времени, используемые для изучения термодинамических процессов на этапе обучения информационной системы экстрополяционного контроля и идентификации [11, 12], особенно, если в таких системах тестирование процессов осуществляется с помощью прогнозирующих фильтров [10].

Аналитический обзор вычислительных процедур статистического контроля и управления.

Широкое применение параметрических тестов в ИИС управления и контроля по вектору входных измеряемых величин (в общем случае процессов) [8, 13] использует базовые процедуры суммирования некоторых функций этих величин. Выбор этих функций определяется целями, достижение которых обеспечивается при выборе соответствующего решения множества, априори задаваемых). (из конечного функций – нормативное Особенность таких соответствие стандартной вероятностной модели случайных изменений.

Сама процедура суммирования предназначена для формирования критериальной статистики, для

которой можно задать уровень значимости (параметрический контроль) или средний риск (функциональная диагностика) [10]. Статистические модели подобного контроля и управления широко применяются, например, при активном мониторинге технологических процессов, обнаруживая нарушения их стабильности и точности [14]. Вычислительные процелуры типа суммирования позволяют накапливать измерительную информацию при параметрическом контроле в форме виртуальных, или реализующих физически контрольных карт Шухарта, адаптивных карт накопленных сумм и скользящего среднего, многомерных  $\chi^2$  и  $T^2$  карт Шухарта и Хотеллинга, многомерных карт кумулятивных сумм и т.д. [14].

Такие карты используют три базовых модели вычислительных процедур:

а) суммирование центрированных результатов измерения (карты накопленных сумм, скользящего среднего), рекурсивное суммирование (карты экспоненциально взвешенных скользящих средних);

б) суммирование квадратов предварительно центрированных и нормированных результатов измерений ( $\chi^2$  и  $T^2$  карты);

в) суммирование логарифмически преобразованных результатов измерений (многомерные карты кумулятивных сумм).

Реализация вариантов а) и б) приводит к использованию математических моделей формирования критериальных статистик вида:

a) 
$$C = \sum_{i=1}^{n} (x_i - \mu_i),$$
 (1)

$$\mathfrak{G}) T^2 = \sum_{i=1}^n \left( \frac{x_i - \mu_i}{\sigma_i} \right)^2, \qquad (2)$$

где  $x_i - i$ -тая составляющая n-мерного вектора  $\bar{x} = (x_1, ..., x_n)$  результатов измерений;

 $\mu_i$ ,  $\sigma_i$  – оценки среднего и СКО случайной величины  $x_i$ .

Вариант в) реализует процедуру вычисления отношения правдоподобия

$$S_n = \sum_{i=1}^n \ln \frac{f(x_i/\Theta_0)}{f(x_i/\Theta_1)},$$
(3)

где  $f(x_i/\Theta_0)$ ,  $f(x_i/\Theta_1)$  – условные плотности распределения вероятностей составляющих вектора  $\bar{x}$  для двух вариантов  $\Theta_0$ ,  $\Theta_1$  технического состояния технологического состояния технологического процесса ( $\Theta_0$  – норма,  $\Theta_1$  – наличие нарушений).

Варианты а) и б) широко используют для принятия альтернативных и многоальтернативных диагностических решений [13, 15], реализуя многомерные вычислительные процедуры при формировании решающих (дискриминантных) функций: а) линейные функции вида

$$g(\bar{x}) = \sum_{i=1}^{n} \left[ x_i - \frac{\mu_i^{(0)} + \mu_i^{(1)}}{2} \right] \left( \frac{\mu_i^{(0)} + \mu_i^{(1)}}{\sigma_i} \right), \quad (4)$$

где  $\mu_i^{(0)}$ ,  $\mu_i^{(1)}$  – условные математические ожидания (по состояниям  $\Theta_0$ ,  $\Theta_1$ ) для реализации  $x_i$ ;

б) квадратичные функции вида

$$g(\bar{x}) = \sum_{i=1}^{n} \left\{ \left( \frac{x_i + \mu_i^{(1)}}{\sigma_i} \right)^2 - \left( \frac{x_i + \mu_i^{(0)}}{\sigma_i^{(0)}} \right)^2 + 2 \cdot \ln \frac{\sigma_i^{(1)}}{\sigma_i^{(0)}} \right\} .(5)$$

Следует отметить, что базовые операции суммирования вида (1) и (2) реализуют задачи анализа многомерных данных, использующих понятие статистического расстояния между состояниями  $\Theta_0$  и  $\Theta_1$  (диагностика) или расстояния до  $\Theta_0$  (контроль) в *п*-мерном пространстве вектора *x*. При этом линейные модели тестирования характерны для случая постоянства, по состояниям  $\Theta_0$  и  $\Theta_1$ , дисперсионных (или ковариационных) матриц вектора х, что приводит к использованию операций суммирования типа (1), (4). Если матрицы изменяются с видом состояния, то суммируются квадратично преобразованные составляющие вектора  $\bar{x}$  (модели типа (2), (5)).

Суммирование типа (3) является общим и может быть сведено либо к варианту а), либо к варианту б). В любом случае, многомерная геометрическая интерпретация статистического расстояния реализуется либо в виде расстояния Махаланобиса [16], либо Хотеллинга [14]. Разность между перечисленными расстояниями имеет размерность константы.

# Исследование эффективности локального и общего прогнозирования для процедур суммирования

Рассмотрим две принципиально различных вычислительных процедуры суммирования, реализующих одну и двух математических моделей экстраполяции:

1) предварительная (локальная) экстраполяция, когда вначале экстраполируются значения  $x_i$ входного вектора  $\overline{x}$ , а затем экстраполированные  $\widetilde{x}_i$ значения суммируются

$$S_{\tilde{x}} = \sum_{i=1}^{n} \tilde{x}_i , \qquad (6)$$

2) окончательная (общая) экстраполяция, когда сначала суммируются составляющие вектора  $\bar{x}$ 

$$S_{\widetilde{x}} = \sum_{i=1}^{n} \widetilde{x}_i , \qquad (7)$$

а затем вычисляется экстраполированное значение  $S_{\tilde{x}}$  этой суммы.

На рис. 2 представлены блок-схемы указанных вычислительных процедур.



Рис. 2 – Блок-схемы вычислительных процедур при локальном а) и общем прогнозировании (Э – операция экстраполяции,  $\sum$  – операция суммирования)

Для исследования дисперсии ошибок прогнозирования (экстраполяции)  $D_{(1)}$  и  $D_{(2)}$  моделей 1) и 2) вычислительных процедур на интервале прогнозирования  $\tau$  воспользуемся статистической моделью прогнозирующего фильтра второго порядка, учитывающей корреляцию  $\rho(\tau)$  между последним значением  $x_i(t_N) = x_i$  и предсказанным значением  $x_i(t_N + \tau) = \tilde{x}_i$  [54]:

$$\widetilde{x}_i = L(x_i, \tau) + e_i , \qquad (8)$$

где  $e_i$  – случайная абсолютная погрешность экстраполяции,

 $L(\bullet)$  – оператор, реализующий дискретизированного по времени процесса  $x_i(t)$ .

Отметим, что блок-схемы рис. 2 реализуют вычислительные процедуры суммирования типа (1), (4).

Для линейной (на интервале  $\tau$ ) регрессионной модели процесса  $x_i(t)$  с остаточной дисперсией  $\sigma_{e_i}^2$  и общей дисперсией  $\sigma_i^2$  неопределенность результата прогнозирования  $\tilde{x}_i$  определяется дисперсией [17]

$$\sigma_{e_i}^2 = \sigma_i^2 \left[ 1 - \rho^2(\tau) \right]. \tag{9}$$

Для упрощения вероятностной модели многомерного прогнозирования по вариантам 1) и 2), с сохранением качественного результата математического моделирования ошибок прогноза, введем условие равенства полных дисперсий процессов  $x_1(t), ..., x_n(t)$ 

$$\sigma_1^2 = \dots = \sigma_n^2 = \sigma^2. \tag{10}$$

Обозначим ковариацию (центральный смешанный момент второго порядка) между  $x_i$  и  $\tilde{x}_i$  как

$$K_i = M[x_i \cdot \tilde{x}_i] - m_{x_i} m_{\tilde{x}_i} , \qquad (11)$$

где  $M[\bullet]$  – знак математического ожидания,

 $m_{x_i}$ ,  $m_{\tilde{x}_i}$  – средние значения величин  $x_i$  и  $\tilde{x}_i$ . Учтем, что

$$\rho_i(\tau) = \frac{K_i}{\sigma_{x_i} \cdot \sigma_{\tilde{x}_i}}, \qquad (12)$$

где  $\sigma_{x_i}$ ,  $\sigma_{\tilde{x}_i}$  – СКО величин  $x_i$  и  $\tilde{x}_i$ .

Используя выражение (6) - (12) получим уравнения для дисперсий  $D_{(1)}$  и  $D_{(2)}$  ошибок (погрешностей) прогнозирования по вариантам 1) и 2) анализируемых вычислительных процедур:

$$D_{(1)} = n\sigma^2 - \frac{1}{\sigma^2} \sum_{i=1}^n K_i^2 , \qquad (13)$$

$$D_{(2)} = n\sigma^2 - \frac{1}{n\sigma^2} \left( \sum_{i=1}^n K_i \right)^2,$$
 (14)

можно показать, что разность

$$\Delta_{21} = D_{(2)} - D_{(1)} \tag{15}$$

всегда положительна, т.к.

$$\Delta_{21} = \frac{n}{\sigma^2} \left[ \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_i^2 \right) - \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_i \right)^2 \right] = \frac{n}{\sigma^2} D_K , \quad (16)$$

где n – размерность вектора  $\overline{x}$ , n > 0,

 $D_K$  – дисперсия ковариации многомерных значений  $\overline{x}(t)$  и  $\widetilde{x}(t+\tau), D_K > 0$ .

Учитывая, что  $\Delta_{21} > 0$ , где

$$\Delta_{21} = \frac{n}{\sigma^2} D_K \,, \tag{17}$$

приходим к выводу, что вычислительная процедура 1), реализуемая блок-схемой рис. 2, *а* более эффективна, поскольку имеет меньшую дисперсию погрешностей прогнозирования, т.к. из неравенства (17) следует, что

$$D_{(1)} < D_{(2)}. \tag{18}$$

Из неравенства (17) следует, что эффективность вычислительной процедуры локального прогнозирования, по сравнению с общим, тем выше, чем сильнее различаются автокорреляционные функции (ковариации  $K_i$  на интервале  $\tau$ ) процессов  $x_i(t)$ ,  $x_i = \overline{1, n}$ . Эффективность процедуры 1) растет, также, с увеличением n размерности вектора входных измерительных сигналов.

Расследуем теперь вычислительные процедуры суммирования квадратов  $x_i^2(t)$  составляющих вектора  $\overline{x}(t)$ . Для простоты используем линейные регрессионные модели изменения процессов

 $x_1(t), ..., x_n(t)$  с одинаковым угловым коэффициентом В и разными ковариациями К<sub>i</sub>. В этом случае получим:

$$D_{(1)} = 2n\sigma^4 - \frac{1}{2\sigma^4} \sum_{i=1}^n K_i^2 , \qquad (19)$$

$$D_{(2)} = 2n\sigma^4 - \frac{1}{n(2\sigma^4 + 4B\tau\sigma^2)} \left(\sum_{i=1}^n K_i\right)^2, \quad (20)$$

$$\Delta_{21} = \frac{\sum_{i=1}^{n} K_i^2}{2\sigma^4} - \frac{\left(\sum_{i=1}^{n} K_i\right)^2}{n\left(2\sigma^4 + 4B\tau\sigma^2\right)},$$
(21)

Анализ разности  $\Delta_{21}$  показывает, что

$$\Delta_{21} > 0$$
 (22)

Более того, из (21) следует, что эффективность процедуры 1) повышается, если:

а) растет интервал прогнозирования (повышается точность долгосрочного прогноза);

б) растет угловой коэффициент В (увеличивается динамика изменений вектора  $\bar{x}$ );

в) растет размерность n вектора x;

г) увеличивается различие

между  $x_i = \overline{1, n}$ автокорреляциями составляющих  $x_i(t),$ векторного процесса  $\overline{x}(t)$ .



Рис. 3 – Автокорреляции температур тепловых процессов:  $a - T_2(t)$ ;  $\delta - T_3(t)$ 

Причем такое различие характерно для значений интервала наблюдения (от  $\frac{1}{3}\Delta t_{\mu}$  до  $\Delta t_{\mu}$ ). Это различие позволяет использовать процедуру прогнозирования экстремумов тепловых процессов по коэффициенту автокогерентности  $\gamma_x^{12}$  с последующим тестированием суммарной статистики по любому из вариантов математических моделей типа (1) – (5).

В табл. 1 представлены СКО приведенных погрешностей  $\delta_{\gamma}$  прогнозирования тепловых экстремумов на интервале  $\tau = 0,1\Delta t_{H}$  для процессов  $T_{2}(t), T_{3}(t)$  по коэффициенту автокогерентности  $\gamma_{r}^{12}$ . Здесь же даны

# ISSN 2411-3441 (print)

Анализ спектрально-корреляционных характеристик тепловых процессов для задач локального прогнозирования.

Выводы предыдущего подраздела указывают на базовую вероятностную характеристику тепловых процессов, образующих многомерный случайный вектор  $\overline{x}(t)$  – автокорреляционную функцию (или ее обратное Фурье-преобразование - спектральную плотность).

Как уже было отмечено ранее при сравнительном анализе температурных процессов  $T_2(t)$  и  $T_3(t)$  и их вейвлет-спектров (рис. 1), последние (как и сами процессы) практически неразличимы. Неразличимы в метрологическом плане и их предельные значения  $T_{n2} = 6,0$  °С и  $T_{n3} = 6,351$  °С. Отсутствие различий имеют и автокорреляционные (по температурной корреляции во времени) функции  $R_{T_2}(\tau)$  и  $R_{T_3}(\tau)$ , рис. 3 а) б). Однако, автокорреляционные функции  $R_{\gamma_2}(\tau), R_{\gamma_3}(\tau)$  (по корреляции коэффициента автокогерентности во времени) – различны.

Выводы о корреляционном (или спектральном) различии метрологически неразличимых процессов  $T_{2}(t)$  и  $T_{3}(t)$  подтверждаются и оценками их коэффициентов автокогерентности  $\gamma_x^{21}$  (в) и  $\gamma_x^{12}$  (в), представленных в табл. 1. Эта таблица показывает устойчивое различие в корреляционно-спектральных свойствах метрологически неразличимых тепловых процессов при абсолютной среднеквадратической погрешности, превышающей значение  $\Delta T = 0.25 \,^{\circ}C$ .



приведенные погрешности б<sub>т</sub> измерения тепловых экстремумов условии, абсолютная при что погрешность  $\Delta T = 0,25 \,^{\circ}C$ .

Табл. 1 наглядно иллюстрирует эффективность экстраполяционной прогнозирования, модели обеспечивающей минимизацию приведенной погрешности измерения (эквивалентную минимизации абсолютной погрешности до значения  $\Delta T \leq 0,2 \,^{\circ}C$ ). Фактически, экстраполяция с использованием коэффициента усовершенствованного автокогерентности  $\gamma_x^{12}$  (в) позволяет в 1,2 раза повысить точность измерения термодинамических параметров (в эксперименте абсолютная погрешность термопреобразователей соответствовала величине  $\Delta T = \pm 0.3$  (°C)).

Таблица 1 – Значения приведенных погрешностей экстраполяции и измерения тепловых экстремумов

	Приведенная погрешность (%)		
Тепловой процесс	Экстраполяция ( $\tau = 0,1\Delta t_{_H}$ )	Измерения ( $\Delta T = 0,25 ^{\circ}C$ )	
$T_2(t)$	2624	3,936	
$T_3(t)$	2,995	3,597	

В табл. 2 представлены значения экстраполированных, с помощью, линейных регрессионных моделей, значений  $\gamma_x$  коэффициентов

когерентности  $\gamma_x^{12}$ . Здесь же даны действительные значения  $\gamma_{x0}$  этих коэффициентов.

	Коэффициенты регрессии			Экстраполированное	Действительное	
Тепловой процесс	A	В	ho( au)	значение $\delta_x$	значение $\delta_{x_0}$	
$T_2(t)$ $T_{H2} = 6.0 ^{\circ}C$	0,7149	0,1923	0,75	0,9073	0,8841	
$T_3(t)$ $T_{\mu3} = 6,351 \ ^\circ C$	0,6679	0,2161	0,72	0,8940	0,8680	

Таблица 2 – Результаты линейной экстраполяции коэффициентов когерентности

Экстраполяция велась по первым четырем значениям коэффициента когерентности для  $\Delta t = \left\{ \frac{1}{3} \Delta t_{\mu}, \frac{2}{3} \Delta t_{\mu}, 0.8 \Delta t_{\mu}, 0.9 \Delta t_{\mu} \right\}$  для процессов  $T_2(t), T_3(t)$ . В табл. 2 указаны и значения коэффициентов A и B регрессии  $\gamma_x = A + B \Delta t$ .

Следует отметить, что стандартная ошибка регрессионных моделей составила 0,0079 (для процесса  $T_2(t)$ ) и 0,0117 (для процесса  $T_3(t)$ ).

Более точный результат был получен для полиномиальной экстраполяционной модели второго порядка, табл. 3.

Таблица 3 – Результаты линейной экстраполяции коэффициентов когерентности

Тепловой процесс	Экстраполированное значение $\gamma_x$	Действительное значение $\gamma_{x_0}$	Приведенное значение экстраполяции (%)
$T_2(t)$	0,9017	0,8841	1,956
$T_3(t)$	0,8837	0,8680	1,808

## Выводы.

1. Усовершенствована математическая модель коэффициента автокогерентности для выявления частотной и временной нестационарности переходных случайных тепловых.

2. Доказана возможность экстраполяции контролируемых многомерных термодинамических параметров по усовершенствованным коэффициентам автокогерентности с использованием вероятностно обоснованной процедуры локального прогнозирования (блок-схема вычислительных процедур рис. 2, а).

3. Получены уравнения для дисперсий погрешности прогнозирования для альтернативных вычислительных процедур (уравнения (13), (14), (19), (20)) и определены условия повышения эффективности прогнозирования (по разностным уравнениям (17) и (21)).

4. Доказана возможность повышения точности статистического контроля тепловых процессов при экстраполяции усовершенствованных коэффициентов автокогерентности (табл. 1 – табл. 3).

#### Список литературы

- Раудис Ш. Ограниченность выборки в задачах классификации / Ш. Раудис // Статистические проблемы управления. – Вильнюс. – 1976. - Вып. 18. – С. 1–185.
- Мигущенко Р. П. Исследование влияния ограниченности априорной информации на вид и размер достоверности диагностики / Р. П. Мигущенко // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. – Белгород : БГТУ им. В. Г. Шухова, 2014. -№ 6. – С. 201–204.
- Уткин Л. В. Модель классификации на основе неполной информации о признаках в виде их средних значений / Л. В. Уткин, Ю. А. Жук, И. А. Селиховкин // Искусственный интеллект и принятие решений. – 2012. – № 3. – С. 71–81.
- Щапов П. Ф. Повышение достоверности контроля и диагностики объектов в условиях неопределённости / П. Ф. Щапов, О. Г. Аврунин. – Х. : ХНАДУ, 2011. – 191 с.
- Каганович Б. М. Моделирование термодинамических процессов / Б. М. Каганович, С. П. Филиппов, Е. Г. Анциферов. – М. : Наука, 1993. – 98 с.
- Воробьев В Л. Термодинамические основы диагностики и надежности микроэлектронных устройств / В. Л. Воробьев. – М.: Наука, 1989. – 159 с.
- Малайчук В. П. Інформаційно-вимірювальні технології неруйнівного контролю: навч. посібник / В. П. Малайчук, О. В Мозговой, О. М. Петренко. – Дніпропетровськ : РВВ ДНУ, 2001. – 240 с.

- Цапенко М. П. Измерительные информационные системы: Структуры и алгоритмы, системотехническое проектирование: учеб. пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп / М. П. Цапенко – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 440 с.
- Малайчук В. П. Обработка многомерных нестационарных случайных пространственно-временных рядов в задачах мониторинга. / В. П. Малайчук, А. В. Мозговой // Методи та прилади контролю якості. – Івано-Франківськ – 2005. – № 15– С.90–93.
- Щапов П. Ф. Повышение достоверности контроля и диагностики объектов в условиях неопределённости / П. Ф. Щапов, О. Г. Аврунин. – Х. : ХНАДУ, 2011. – 191 с.
- 11. Корж Ю. Н. Оценка эффективности симметричных цифровых нерекурсивных фильтров предсказания / Ю. Н. Корж, С. В. Сомов, В. Н. Курчанов // Системи обробки інформації. – 2016. – № 1(138). – С. 22–25.
- Шахтарин Б. И. Оптимальная фильтрация и прогнозирование случайных процессов / Б. И. Шахтарин. – М. : Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1991. – 210 с.
- Жураковський Ю. П. Теорія інформації та керування / Ю. П. Жураковський, В. П. Полторак. – Київ : Вища школа, 2001. – 255 с.
- Захожай В.Б. Статистика якості: підруч. для студ. вищ. навч. закл. / В. Б. Захожай, А. Ю. Чорний. – К. : МАУП, 2005. – 576 с.
- Бархатов В. А. Обнаружение сигналов и их классификация с помощью распознавания образов. / В. А. Бархатов // Дефектоскопия. –2006. – № 4 – С. 14–27.
- 16. Миленький А. В. Классификация сигналов в условиях неопределенности (статистические методы самообучения в распознавании образов) / А. В. Миленький. – М. : Сов. Радио, 1985. – 329 с.
- 17. Щапов П. Ф. Многоканальная термометрия при прогнозировании состояний термодинамических систем П. Ф. Щапов, Г. А. Клочко, В. В. Бойко, [и др.] // Вестник НТУ "ХПИ". Х. : НТУ «ХПИ», 2003. Т.3, № 7. С. 155–160.

#### **References (transliterated)**

- Raudis Sh. "Ogranichennost' vyborki v zadachah klassifikacii." Statisticheskie problemy upravlenija. Vol 18. Vil'njus, 1976. 1–185. Print.
- Migushhenko R. P. "Issledovanie vlijanija ogranichennosti apriornoj informacii na vid i razmer dostovernosti diagnostiki." *Vestnik BGTU im. V. G. Shuhova.* No 6. Belgorod: BGTU im. V. G. Shuhova, 2014. 201–204. Print.
- 3. Utkin, L. V., Ju. A. Zhuk and I. A. Selihovkin "Model' klassifikacii na osnove nepolnoj informacii o priznakah v vide ih srednih

znachenij." Iskusstvennyj intellekt i prinjatie reshenij. No 3. 2012. 71–81. Print.

- Shhapov, P. F., and O. G. Avrunin Povyshenie dostovernosti kontrolja i diagnostiki obyektov v uslovijah neopredeljonnosti. Kharkov: HNADU, 2011. Print.
- 5. Kaganovich, B. M., S. P. Filippov and E. G Anciferov *Modelirovanie* termodinamicheskih processov. Moscow: Nauka, 1993. Print.
- Vorob'ev, V. L. Termodinamicheskie osnovy diagnostiki i nadezhnosti mikrojelektronnyh ustrojstv. Moscow: Nauka, 1989. Print.
- Malajchuk, V. P., O. V. Mozgovoj and O. M. Petrenko Informacijno-vimirjuval'ni tehnologii nerujnivnogo kontrolju: navch. posib. Dnipropetrovs'k: RVV DNU, 2001. Print.
- Capenko, M. P. Izmeritel'nye informacionnye sistemy: Struktury i algoritmy, sistemotehnicheskoe proektirovanie: ucheb. posobie dlja vuzov. Moscow: Jenergoatomizdat, 1985. Print.
- Malajchuk, V. P. and O. V. Mozgovoj "Obrabotka mnogomernyh nestacionarnyh sluchajnyh prostranstvenno-vremennyh rjadov v zadachah monitoringa." *Metodi ta priladi kontrolju jakosti*. No 3. Ivano-Frankivs'k, 2005. 90–93. Print.
- Shhapov, P. F. and O. G. Avrunin Povyshenie dostovernosti kontrolja i diagnostiki obyektov v uslovijah neopredeljonnosti: monografija. Kharkov: HNADU, 2011. Print.
- Korzh, Ju. N., S. V. Somov and V. N. Kurchanov "Ocenka jeffektivnosti simmetrichnyh cifrovyh nerekursivnyh fil'trov predskazanija." Sistemi obrobki informacii. No 1(138). 2016. 22-25. Print.
- 12. Shahtarin, B. I. Optimal'naja fil'tracija i prognozirovanie sluchajnyh processov. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.Je. Baumana, 1991. Print.
- 13. Zhurakovs'kij, Ju. P. and V. P. Poltorak *Teorija informacii ta keruvannja*. Kiyiv: Vishha shkola, 2001. Print.
- Zahozhay, V. B. and A. Yu. Chorniy Statistika yakosti. Kiyiv.: MAUP, 2005. Print.
- Barhatov, V. A. "Obnaruzhenie signalov i ih klassifikacija s pomoshh'ju raspoznavanija obrazov." *Defektoskopija*. No 4. 2006. 14-27. Print.
- Milen'kij, A. V. Klassifikacija signalov v uslovijah neopredelennosti (statisticheskie metody samoobuchenija v raspoznavanii obrazov). Moscow: Sov. Radio, 1985. Print.
- Shhapov, P. F., et al. "Mnogokanal'naja termometrija pri prognozirovanii sostojanij termodinamicheskih sistem" Bulletin of NTU "KhPI" Vol. 3, No 7. .Kharkiv: NTU «HPI», 2003. P. 155 – 160. Print.

Поступила (received) 02.10.2017

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження алгоритмів прогнозування багатомірних термодинамічних станів складних промислових об'єктів / О. Ю. Кропачек // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 14–20. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2411-3441.

Исследование алгоритмов прогнозирования многомерных термодинамических состояний сложных промышленных объектов / О. Ю. Кропачек // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 14–20. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2411-3441.

Investigation of prediction algorithms for multidimensional thermodynamic states of complex industrial objects / O. Yu. Kropachek // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 14–20. – Bibliogr.: 17. – ISSN 2411-3441.

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

*Кропачек Ольга Юріївна* – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теоретичні основи електротехніки»; тел.: (057) 707-69-61; e-mail: kropachek@ukr.net.

*Кропачек Ольга Юрьевна* – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Теоретические основы электротехники»; тел.: (057) 707-69-61; e-mail: kropachek@ukr.net.

Kropachek Olha Yuriivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Theoretical Foundations of Electrical Engineering; tel.: (057) 707-69-61; e-mail: kropachek@ukr.net.

# УДК 62-525

# О. П. ГУБАРЕВ, О. В. ЛЕВЧЕНКО

# ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО БАЛАНСУ СИСТЕМИ З НЕРЕГУЛЬОВАНИМ НАСОСОМ ТА КЛАПАНОМ РІЗНИЦІ ТИСКІВ

Проаналізовано основні схемні реалізації енергетичного рівня промислових гідравлічних систем. Розглянуто структуру та склад апаратної частини системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків. Проведено дослідження енергетичного балансу гідравлічної системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків при 5-ти можливих поперечних перерізах регульованого дроселя. Для кожного з положень визначено величину та ефективність споживання енергії, а також величину втрат енергії гідравлічної системи. Встановлено розподіл втрат енергії між виконавчим пристроєм, насосом, дроселем та клапаном різниці тисків при різних режимах роботи гідравлічної системи. Зміна енергоефективності гідравлічної системи визначалася при різних умовах експлуатації. Графіки зміни енергетичного балансу були отримані в межах діапазону регулювання гідравлічної системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків.

Ключові слова: гідравлічна система; енергетичний баланс; нерегульований насос; клапан різниці тисків.

Проанализированы основные схемные реализации энергетического уровня промышленных гидравлических систем. Были рассмотрены структура и состав аппаратной части системы с нерегулируемым насосом и клапаном разности давлений. Проведено исследование энергетического баланса гидравлической системы с нерегулируемым насосом и клапаном разноцы давлений при 5-ти возможных поперечных сечениях регулируемого дросселя. Для каждого из положений определена величина и эффективность потребления энергии, а также величина потерь энергии гидравлической системы. Установлено распределение потерь энергии между исполнительным устройством, насосом, дросселем и клапаном разницы давлений при различных режимах работы гидравлической системы. Изменение энергоэффективности гидравлической системы определялось при различных условиях эксплуатации. Графики изменения энергетического баланса были получены в пределах диапазона регулирования гидравлической системы с нерегулируемым насосом и клапаном разности давлений.

Ключевые слова: гидравлическая система; энергетический баланс; нерегулируемый насос; клапан разности давлений.

The main circuit implementations of the energy level of industrial hydraulic systems are analyzed. The structure and composition of the hardware of the system with fixed displacement pump and pressure compensator were considered. A study of the energy balance of hydraulic system with fixed displacement pump and differential pressure valve at 5 possible cross sections of adjustable throttle valve was made. For each of the positions, the value and efficiency of energy consumption, as well as the amount of energy loss of the hydraulic system, are determined. The distribution of energy losses between the actuator, the pump, the throttle and the pressure compensator is established for different operating modes of the hydraulic system. The change in the energy efficiency of the hydraulic system was determined under various operating conditions. Graphs of the change in energy balance were obtained within the range of regulation of the hydraulic system with fixed displacement pump and pressure compensator.

Keywords: hydraulic system; energy balance; fixed displacement pump; pressure compensator.

Вступ. Тривалі дослідження гідравлічних схем промислових систем показали, що суттєвою різницею між цими системами є лише спосіб реалізації насосної станції [1–4]. В попередніх роботах нами було визначено основні групи систем енергозабезпечення промислового гідроприводу та розпочато дослідження енергетичних характеристик найбільш часто застосовуваних схемних рішень кожної з цих груп.

Всі можливі схеми реалізації насосної станції було розподілено на 4-ри групи:

• Системи з постійним тиском і постійною витратою;

 Системи зі змінним тиском і постійною витратою;

• Системи з постійним тиском і змінною витратою;

• Системи зі змінним тиском і змінною витратою.

В цій статті розглянемо один з найпростіших варіантів реалізації насосної станції для другої групи систем, а саме системи зі змінним тиском та постійною витратою.

Аналіз літературних джерел. Такого типу системи розглядаються в багатьох джерелах [5-8] та достатньо широко використовуються в промисловості, особливо в гідроприводах мобільних машин. Найпростішим представником цієї групи є насосні станції з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків.

Саме цей тип енергозабезпечення отримав найбільшого розповсюдження в сільськогосподарській техніці завдяки дешевизні нерегульованих насосів, порівняно з регульованими насосами, та значно вищою енергоефективністю у порівнянні з більш дешевшими системами з нерегульованим насосом та переливним клапаном. Крім економічної доцільності використання подібних систем слід відмітити також надлишкового зменшення навантаження на гідравлічне обладнання та з'єднувальні гідролінії, а відповідно зменшення зношування та підвищення його ресурсу і що не менш важливо, зменшення перегріву робочої рідини та відсутність потреби у встановленні потужних теплообмінних апаратів.

Основна частина. Систем зі змінним тиском та постійною витратою використовується на практиці велика кількість, але найбільшого розповсюдження отримали дві системи:

1. Система з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків

2. Система з нерегульованим насосом та пропорційним переливним клапаном.

Аналогічно попередньому дослідженню енергоефективності системи з нерегульованим насосом, розглянемо зміну енергетичного балансу системи з клапаном різниці тисків (рис. 1) при зміні експлуатаційних характеристик виконавчого пристрою, а саме при різних положеннях дроселя, які відповідають 5 режимам роботи приводу (100 %,

© О. П. Губарев, О. В. Левченко, 2017

75 %, 50 %, 25 % та 0 % відкриття дроселя).



Рис. 1 – Схема з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків

Система з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків складається наступних гідравлічних апаратів:

• нерегульований насос з витратою 60 л/хв;

 нерегульований гідромотор з навантаженням відповідним тиску 60 бар;

• регульований дросель;

• клапан різниці тиску з налаштуванням пружини 11 бар;

• переливний клапан, налаштований на 150 бар.

Повні коефіцієнти корисної дії для гідромотора і гідронасоса для спрощення розрахунків приймемо однаковими і рівними 0,9.

1. В першому варіанті, коли регульований дросель повністю відкритий, оскільки ми нехтуємо гідравлічними втратами по довжині трубопроводів та в місцевих гідравлічних опорах, цю схему можна прирівняти до такої ж схеми, але без дроселя, тобто робоча рідина потрапляє до гідромотора безпосередньо від насоса.

Тиск в системі в цьому варіанті буде визначатись навантаженням на валу гідромотора і буде дорівнювати 60 атм. Витрата робочої рідини, створювана насосом є постійною, оскільки насос є нерегульованим і має постійну частоту обертання привідного вала, і повністю подається на гідромотор. В такій схемі корисна і затрачена потужність є фактично однакові за виключенням втрат по довжині трубопроводів та втрат, які виникають в насосі, моторі та дроселі, і будуть визначатись тиском навантаження та витратою насоса.

Навіть при повністю відкритому дроселі, в ньому при проходженні робочої рідини виникають гідравлічні втрати. Для прикладу скористаємось діаграмою «Перепад тиску – витрата» промислового дроселя FG16K70-2X/V від компанії *Bosch Rexroth* (рис. 2).



Рис. 2 – Діаграма «Перепад тиску–витрата» регульованого дроселя

Як видно з цієї діаграми, при повністю відкритому дроселі (позначка на рукоятці дроселя та крива на діаграмі 10) при пропусканні через дросель витрати в 60 л/хв виникає перепад тиску в 8 атм. Таким чином, тиск до дроселя буде становити суму тисків навантаження на приводі та перепаду тиску на дроселі, тобто 68 атм. Оскільки цей тиск є нижчим тиску відкриття клапана різниці тисків (60 бар + 11 бар = 71 бар) та переливного клапана (130 бар), вся витрата повністю йде на виконання корисної роботи гідромотором.

$$N_{\text{KOP}} = P_{\text{MOT}} \cdot Q_{\text{MOT}} \cdot \eta_{\text{MOT}} = 6 \cdot 10^6 \cdot 1, 0 \cdot 10^{-3} \cdot 0, 9 = ,(1)$$
  
= 5400BT = 5, 4kBT

$$N_{3AT} = \frac{P_{HAC} \cdot Q_{HAC}}{\eta_{HAC}} = \frac{6.8 \cdot 10^6 \cdot 1.0 \cdot 10^{-3}}{0.9} = , \qquad (2)$$
  
= 7556BT = 7.6KBT

$$N_{\rm BTPAT} = N_{\rm 3AT} - N_{\rm KOP} = 7556 - 540 = .$$
  
= 2156BT = 2, 2kBT . (3)



Рис. 3 – Корисна та затрачена потужності в першому варіанті роботи: — корисна потужність;

Як видно з розрахунку, в цьому варіанті вся спожита насосом потужність, за виключенням втрат в насосі і моторі, використовується для виконання корисної роботи (рис. 3). ККД цієї системи для такого режиму без врахування втрат в насосі та гідромоторі, а також інших місцевих опорів та втрат по довжині трубопроводів складає 100 %, а фактичний з урахуванням втрат в насосі і моторі:

$$\eta_{\rm CMC} = \frac{N_{\rm KOP}}{N_{\rm 3AT}} = \frac{5400}{7556} \cdot 100\% = 71\% \ . \tag{4}$$

Втрати енергії, які виникають в такому режимі роботи системи будуть розподілені між насосом, мотором і регульованим дроселем.

$$N_{\rm BTPAT}^{\rm HAC} = \frac{P_{\rm HAC} \cdot Q_{\rm HAC}}{\eta_{\rm HAC}} \cdot (1 - \eta_{\rm HAC}) = \frac{6.8 \cdot 10^6 \cdot 1.0 \cdot 10^{-3}}{0.9} \cdot 0.1 = 756 \text{BT} = 0.8 \text{ kBT}$$
(5)

$$N_{\text{BTPAT}}^{\text{MOI}} = P_{\text{MOT}} \cdot Q_{\text{MOT}} \cdot (1 - \eta_{\text{MOT}}) =$$
  
=  $6 \cdot 10^6 \cdot 1.0 \cdot 10^{-3} \cdot 0.1 = 600 \text{BT} = 0.6 \text{ kBT}$  (6)

$$N_{BTPAT}^{RPOC} = (P_{HAC} - P_{MOT}) \cdot Q_{MOT} =$$
  
= 0.8 \cdot 10^6 \cdot 1.0 \cdot 10^{-3} = 800BT = 0.8 \kappa BT (7)

Енергетичний баланс системи, яка розглядається буде мати наступний вигляд (рис. 4).



Рис. 4 – Енергетичний баланс потужності в першому варіанті роботи

Власне, як можна побачити з розрахунків та діаграми, енергетичний баланс є таким самим як і в схемі без клапана різниці тисків, так як вся створювана насосом витрата робочої рідини подається через дросель до виконавчого пристрою з перепадом тиску меншим налаштування пружини клапана різниці тисків, який в такому режимі залишається закритим.

2. В другому варіанті розглядаємо попередню схему (рис. 1) з відкриттям дроселя на поперечний переріз, який відповідає 75 % витрати насоса (відповідає положенню регулятора на дроселі 5,1 відповідно до витратної характеристики дроселя на рис. 2) при фіксованому перепаду тиску на кромці дроселя 11 бар, який встановлюється клапаном різниці тисків. В такому випадку, це означає, що 45 л/хв буде проходити через дросель і подаватись в виконавчий

Bulletin of NTU "KhPI". 2017. № 42(1264)

пристрій, а 15 л/хв буде зливатись через клапан різниці тисків відповідно з тиском вищим від тиску навантаження на виконавчому пристрої на величину налаштування пружини (11 бар), а саме для прикладу промислового клапану різниці тисків DDZ 6 DA.-4X/.YM (*Bosch Rexroth*) при тиску навантаження 60 бар становить 71 атм. Так як тиск відкриття клапана різниці тисків при зміні витрати на ньому від 0 до 60 л/хв відповідно до паспортної витратної характеристики клапана змінюється менше 0,5 бара, то для спрощення розрахунків приймаємо цю величину постійною і рівною 11 бар в усьому діапазоні зміни витрати.

Таким чином, внаслідок регулювання витрати робочої рідини, яка подається на виконавчий пристрій відбувається зміна рівня корисної та затраченої потужностей.

$$N_{\text{KOP}} = P_{\text{MOT}} \cdot Q_{\text{MOT}} \cdot \eta_{\text{MOT}} =$$

$$= 6 \cdot 10^{6} \cdot 7, 5 \cdot 10^{-4} \cdot 0, 9 = 4050 \text{BT} = 4,1 \text{KBT} , (8)$$

$$N_{3\text{AT}} = \frac{P_{\text{HAC}} \cdot Q_{\text{HAC}}}{\eta_{\text{HAC}}} = \frac{7,1 \cdot 10^{6} \cdot 1,0 \cdot 10^{-3}}{0,9} =, (9)$$

$$= 7889 \text{BT} = 7,9 \text{KBT}$$

$$N_{\rm BTPAT} = N_{\rm 3AT} - N_{\rm KOP} = 7889 - 4050 =$$
  
= 3839BT = 3,8KBT (10)



Відповідно ККД цієї ж системи (рис. 5) в такому варіанті її роботи буде менший.

$$\eta_{\rm CHC} = \frac{N_{\rm KOP}}{N_{\rm 3AT}} = \frac{4050}{7889} \cdot 100\% = 52\% \qquad .(11)$$

В цьому випадку втрати енергії, які виникають в другому режимі роботи системи будуть розподілені не тільки між насосом, мотором і регульованим дроселем, а й клапаном різниці тисків.

$$N_{\rm BTPAT}^{\rm HAC} = \frac{P_{\rm HAC} \cdot Q_{\rm HAC}}{\eta_{\rm HAC}} \cdot (1 - \eta_{\rm HAC}) = \frac{7.1 \cdot 10^6 \cdot 1.0 \cdot 10^{-3}}{0.9} \cdot 0.1 = 789 \text{Bt} = 0.8 \text{ kBt}$$
(12)

$$N_{\text{BTPAT}}^{\text{MOT}} = P_{\text{MOT}} \cdot Q_{\text{MOT}} \cdot (1 - \eta_{\text{MOT}}) =$$
  
= 6 \cdot 10^6 \cdot 7, 5 \cdot 10^{-4} \cdot 0, 1 = 450 \text{BT} = 0, 5 \kappa \text{BT} (13)

$$N_{\rm BTPAT}^{\rm ZPOC} = (P_{\rm HAC} - P_{\rm MOT}) \cdot Q_{\rm MOT} =$$

$$= 1.1 \cdot 10^{6} \cdot 7.5 \cdot 10^{-4} = 825 \rm Br = 0.8 \rm \kappa Br$$
(14)

$$N_{\text{BTPAT}}^{\text{KJ,PI3H}} = (P_{\text{HAC}} - P_{3\text{JIUB}}) \cdot Q_{3\text{JIUB}} =$$
  
= 7.1 \cdot 10<sup>6</sup> \cdot 2.5 \cdot 10<sup>-4</sup> = 1775BT = 1.8 \kappa BT (15)

Енергетичний баланс системи для другого варіанту роботи буде мати наступний вигляд (рис. 6).



Рис. 6 – Енергетичний баланс потужності в другому варіанті роботи

3. В третьому варіанті розглядаємо попередню схему (рис. 1) з відкриттям дроселя на поперечний переріз, який відповідає 50 % витрати насоса (відповідає положенню регулятора на дроселі 3,2 відповідно до витратної характеристики дроселя на рис. 2). В такому випадку, це означає, що 30 л/хв буде проходити через дросель і подаватись в виконавчий пристрій, а 30 л/хв буде зливатись через клапан різниці тиску з тиском на 11 бар більшим тиску, який відповідає навантаженню на виконавчому пристрої, а саме 71 бар.

Таким чином, внаслідок регулювання витрати робочої рідини, яка подається на виконавчий пристрій відбувається зміна рівня корисної та затраченої потужностей.

$$N_{\text{KOP}} = P_{\text{MOT}} \cdot Q_{\text{MOT}} \cdot \eta_{\text{MOT}} =$$
  
=  $6 \cdot 10^{6} \cdot 5, 0 \cdot 10^{-4} \cdot 0, 9 = 2700 \text{BT} = 2,7 \text{\kappa}\text{BT}$ , (16)  
$$N_{3\text{AT}} = \frac{P_{\text{HAC}} \cdot Q_{\text{HAC}}}{\eta_{\text{HAC}}} = \frac{7,1 \cdot 10^{6} \cdot 1,0 \cdot 10^{-3}}{0,9} =, (17)$$
  
=  $7889 \text{BT} = 7,9 \text{\kappa}\text{BT}$ 

$$N_{\rm BTPAT} = N_{\rm 3AT} - N_{\rm KOP} = 7889 - 2700 = .$$
 (18)  
= 5189BT = 5,2KBT



Відповідно ККД цієї ж системи (рис. 7) в третьому варіанті її роботи буде ще менший.

$$\eta_{\rm CHC} = \frac{N_{\rm KOP}}{N_{\rm 3AT}} = \frac{2700}{7889} \cdot 100\% = 34\%$$

В цьому випадку втрати енергії, які виникають в такому режимі роботи системи будуть розподілені як і в попередньому варіанті між насосом, мотором, регульованим дроселем і клапаном різниці тисків.

$$N_{\rm BTPAT}^{\rm HAC} = \frac{P_{\rm HAC} \cdot Q_{\rm HAC}}{\eta_{\rm HAC}} \cdot (1 - \eta_{\rm HAC}) =$$

$$= \frac{7.1 \cdot 10^6 \cdot 1.0 \cdot 10^{-3}}{0.9} \cdot 0.1 = 789 \text{Bt} = 0.8 \text{ kBt}$$
(19)

$$N_{\rm BTPAT}^{\rm MOT} = P_{\rm MOT} \cdot Q_{\rm MOT} \cdot (1 - \eta_{\rm MOT}) = = 6 \cdot 10^6 \cdot 5, 0 \cdot 10^{-4} \cdot 0, 1 = 300 \text{BT} = 0, 3 \text{ kBT}$$
(20)

$$N_{\text{BTPAT}}^{\text{dPOC}} = (P_{\text{HAC}} - P_{\text{MOT}}) \cdot Q_{\text{MOT}} =$$
  
= 1,1 \cdot 10<sup>6</sup> \cdot 5,0 \cdot 10<sup>-4</sup> = 550BT = 0,6 \kappa BT

$$N_{\text{BTPAT}}^{\text{KJLPI3H}} = (P_{\text{HAC}} - P_{3,\text{JIVB}}) \cdot Q_{3,\text{JIVB}} =$$
  
= 7.1 \cdot 10<sup>6</sup> \cdot 5.0 \cdot 10<sup>-4</sup> = 3550BT = 3.6 \kappa BT

Енергетичний баланс системи для третього варіанту роботи буде мати наступний вигляд (рис. 8).



Рис. 8 – Енергетичний баланс потужності в третьому варіанті роботи

. .

4. В четвертому варіанті розглядаємо попередню схему (рис. 1) з відкриттям дроселя на поперечний переріз, який відповідає 25 % витрати насоса (відповідає положенню регулятора на дроселі 2,7 відповідно до витратної характеристики дроселя на рис. 2). В такому випадку, це означає, що 15 л/хв буде проходити через дросель і подаватись в виконавчий пристрій, а 45 л/хв буде зливатись через клапан різниці тисків з тиском відповідно до витратної характеристики клапана 71 атм.

Таким чином, внаслідок регулювання витрати робочої рідини, яка подається на виконавчий пристрій відбувається зміна рівня корисної та затраченої потужностей.

$$N_{\text{KOP}} = P_{\text{MOT}} \cdot Q_{\text{MOT}} \cdot \eta_{\text{MOT}} =$$
  
= 6 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 0 \cdot 9 = 1350 \text{Bt} = 1 \delta \ket{Bt}, (23)

$$N_{3AT} = \frac{P_{HAC} \cdot Q_{HAC}}{\eta_{HAC}} = \frac{7.1 \cdot 10^6 \cdot 1.0 \cdot 10^{-3}}{0.9} = .$$
(24)  
= 7889BT = 7.9 kBT

$$N_{\rm BTPAT} = N_{\rm 3AT} - N_{\rm KOP} = 7889 - 1350 =$$
  
= 6539BT = 6,6KBT (25)



Рис. 9 - Корисна та затрачена потужності в четвертому варіанті роботи:

Відповідно ККД цієї ж системи (рис. 9) в четвертому варіанті її роботи буде ще менший.

$$\eta_{\rm CHC} = \frac{N_{\rm KOP}}{N_{\rm 3AT}} = \frac{1350}{7889} \cdot 100\% = 17\% .$$
(26)

В цьому випадку втрати енергії, які виникають в такому режимі роботи системи будуть розподілені як і в попередньому варіанті між насосом, мотором, регульованим дроселем і клапаном різниці тисків.

$$N_{\rm BTPAT}^{\rm HAC} = \frac{P_{\rm HAC} \cdot Q_{\rm HAC}}{\eta_{\rm HAC}} \cdot (1 - \eta_{\rm HAC}) =$$

$$= \frac{7, 1 \cdot 10^{6} \cdot 1, 0 \cdot 10^{-3}}{0.9} \cdot 0, 1 = 789 \text{BT} = 0, 8 \text{ kBT}$$
(27)

$$V_{\rm BTPAT}^{\rm MOT} = P_{\rm MOT} \cdot Q_{\rm MOT} \cdot (1 - \eta_{\rm MOT}) = = 6 \cdot 10^6 \cdot 2, 5 \cdot 10^{-4} \cdot 0, 1 = 150 \text{BT} = 0, 2 \text{\kappa} \text{BT}$$
(28)

7.

$$N_{\rm BTPAT}^{\rm IPOC} = (P_{\rm HAC} - P_{\rm MOT}) \cdot Q_{\rm MOT} =$$
  
= 1,1 \cdot 10^6 \cdot 2,5 \cdot 10^{-4} = 275 \Br = 0,3 \kappa \Br (29)

$$N_{\text{BTPAT}}^{\text{KJ,PI3H}} = (P_{\text{HAC}} - P_{3\text{JIVB}}) \cdot Q_{3\text{JIVB}} =$$
  
= 7 1 \cdot 10<sup>6</sup> \cdot 7 5 \cdot 10<sup>-4</sup> = 5325BT = 5 3\text{kBT} (30)

Енергетичний баланс системи для четвертого варіанту роботи буде мати наступний вигляд (рис. 10).



Рис. 10 – Енергетичний баланс потужності в четвертому варіанті роботи

5. В п'ятому варіанті розглядаємо попередню схему (рис. 1) з повністю закритим дроселем. В такому випадку, це означає, що вся витрата насоса буде зливатись через клапан різниці тисків з тиском відповідно до витратної характеристики клапана різниці тисків 71 бар, і відповідно вся затрачена потужність буде йти на втрати в насосі та на втрати в клапані різниці тисків. Гідромотор в такому режимі не рухається, тому корисна потужність дорівнює нулю, і відповідно ККД системи теж дорівнює нулю.

$$N_{3AT} = \frac{P_{HAC} \cdot Q_{HAC}}{\eta_{HAC}} = \frac{7.1 \cdot 10^6 \cdot 1.0 \cdot 10^{-3}}{0.9} = (31)$$
  
= 7889BT = 7.9KBT

$$N_{\rm BTPAT}^{\rm HAC} = \frac{P_{\rm HAC} \cdot Q_{\rm HAC}}{\eta_{\rm HAC}} \cdot (1 - \eta_{\rm HAC}) = \frac{7,1 \cdot 10^6 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3}}{0,9} \cdot 0,1 = 789 \,\rm{Bt} = 0,8 \,\rm{\kappa}Bt$$
(32)

$$= 7,1\cdot10^{6}\cdot1\cdot10^{-3} = 7100BT = 7,1\kappa BT$$
(33)

Енергетичний баланс системи для п'ятого варіанту роботи буде мати наступний вигляд (рис. 11).

Проведені дослідження показали, що навіть для такої простої системи з постійним навантаженням на приводі відбуваються значний перерозподіл енергетичного балансу. Власне графік корисної потужності є очевидними, так як при відкритті або закритті дроселя відбувається зміна витрати робочої рідини, а як наслідок зміна швидкості.

Bulletin of NTU "KhPI". 2017. № 42(1264)



Рис. 11 – Енергетичний баланс потужності в п'ятому варіанті роботи

Ця зміна швидкості виконавчого пристрою обумовлює зміну корисної потужності, яка є прямо пропорційною величині відкриття дроселя.

Споживана потужність, на відміну від системи з нерегульованим насосом та переливним клапаном, залишається постійною, і як видно з дослідження (рис. 12), ця зміна є майже лінійною. Власне крива споживаної потужності складається з двох частин. В першій частині (від 10 до 7) відбувається повільне зростання споживаної потужності за рахунок закриття дроселя (клапан різниці тисків ще закритий). В другій частині (від 7 до 0) в момент після відкриття клапана різниці тисків значення споживаної потужності залишається незмінним аж до повного закриття дроселя. Перша частина визначає зміну потужності лише за рахунок збільшення втрат на дроселі при його закритті, а друга частина характеризується сумарними втратами на дроселі та клапані різниці тисків після його відкриття.



Рис. 12 – Діаграма енергетичного балансу при різній величині відкриття регульованого дроселя

Для нашого прикладу точка переходу від першої лінійної кривої споживаної потужності до другої у відповідності до характеристик обраного обладнання (рис. 2) знаходиться в положенні 7 ручки регулювання дроселя. Тобто під час закриття дроселя (від положення 10 до положення 7 ручки дроселя) відбувається збільшення споживаної потужності за рахунок зменшення поперечного перерізу, але клапан різниці тиску залишається закритим, так як тиск з насосного боку нижче сумарного тиску навантаження на гідромоторі та пружини клапана різниці тисків. Вочевидь, крім значного зменшення рівня енергоспоживання при тих самих експлуатаційних навантаженнях на виконавчому пристрої ця схема має додаткову перевагу над схемою з нерегульованим

насосом з переливним клапаном в тому, що в ній значно розширена зона регулювання дроселя.

Висновки. Дослідження роботи системи гідроприводу з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків на предмет зміни рівня енергоспоживання та відповідно рівня енергоефективності показали, що ефективність такої системи не є постійною та залежить не тільки від ККЛ гідроапаратів, які входять до складу системи, а й від режимів роботи самої системи. Таким чином ефективність системи визначається двома факторами: ефективністю використаного обладнання та режимами роботи системи. Перший фактор залежить від точності та якості виготовлення гідроапаратів та впродовж експлуатації ефективність погіршує внаслідок зношування та збільшення зазорів в парах тертя. Власне на цю зміну ефективності апаратів вплинути майже не можливо, при використанні стандартного промислового гідравлічного обладнання, так як величина зносу в основній мірі залежить віл тривалості експлуатації гідравлічного обладнання. Другий фактор, як показало проведене дослідження, змінюється в залежності від схемного рішення та режимів роботи системи. Власне проведення подібних досліджень з усіма відомими системами об'ємного гідроприводу дозволить визначити задачі та напрямки використання, в яких стандартні гідравлічні системи будуть мати найбільшу ефективність.

Дослідження енергетичного балансу системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків проводились зі зміною величини відкриття регульованого дроселя, але при фіксованому умовному навантаженні. Тому наступним напрямком досліджень будуть системи зі змінним навантаженням на виконавчому пристрої.

#### Список літератури

- Stefan Heitziga Energy Efficiency of Hydraulic Systems with Shared Digital Pumps / Stefan Heitziga, Sebastian Sgroa, Heinrich Theissena // International Journal of Fluid Power Vol. 13, Issue 3, – 2012. – P. 49-57.
- Wu P. Optimization Research of Parallel Pump System for Improving Energy Efficiency / P. Wu, Z. Lai, D. Wu, L. Wang // J. Water Resour. Plann. Manage., 10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000493, 04014094. – 2014.
- Miller R. Analyzing Pump Energy through Hydraulic Modeling / R. Miller, T. Liberi, J. Scioscia // Pipelines. – 2015. – pp. 869-877.
- Oscar R. An efficient architecture for energy recovery in hydraulic elevators / R. Oscar, M. Peña, J. Leamy // International Journal of Fluid Power. – 2015. – Vol. 16, Issue 2. – pp. 83-98.
- Guana L Pumping Systems: Design and Energy Efficiency / L Guana, Guangnan Chenb // Encyclopedia of Energy Engineering and Technology, Second Edition. – 2015.
- Karvonena M Analysis by Simulation of Different Control Algorithms of A Digital Hydraulic Two-Actuator System /Matti Karvonena, Mikko Heikkiläa, Mikko Huovaa, Matti Linjamaa International Journal of Fluid Power. – 2014. – Vol. 15, Issue 1. – pp. 33–44.
- Губарев А. П. MAS-1.0 Упрощенное моделирование многоприводных гидропневматических систем циклического действия / А. П. Губарев, Д. А. Козинец, О. В. Левченко. // Збірник статей, Краматорськ. – 2005.
- Губарев А. П. Проверка логики функционирования цикловых систем гидравлических и пневматических приводов / А. П. Губарев, Д. А. Козинец, О. В. Левченко // Всеукраїнський науково-технічний журнал "Промислова гідравліка і пневматика" № 3. – 2004. – С. 64–69.

#### **References** (transliterated)

- Heitziga, S, S. Sebastian, and H Theissena "Energy Efficiency of Hydraulic Systems with Shared Digital Pumps" *International Journal of Fluid Power*. 13.2 (2012): 49–57. Print.
- Wu, P., Lai, Z., Wu, D., Wang, L. (2014). "Optimization Research of Parallel Pump System for Improving Energy Efficiency." J. Water Resour. Plann. Manage., 10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000493, 04014094. 2014. Print.
- 3. Miller, R., T. Liberi, and J. Scioscia "Analyzing Pump Energy through Hydraulic Modeling" *Pipelines*. 2015: 869–877. Print.
- Oscar, R., M. Peña and J. Leamy "An efficient architecture for energy recovery in hydraulic elevators" *International Journal of Fluid Power*. 16.2 (2015): 83–98. Print.
- 5. Guana, L., and Guangnan Chenb Pumping Systems: Design and Energy Efficiency. Encyclopedia of Energy Engineering and Technology, Second Edition, 2015. Print.

- Karvonena, M., et. al. "Analysis by Simulation of Different Control Algorithms of A Digital Hydraulic Two-Actuator System" *International Journal of Fluid Power*. 15.1 (2014): 33–44. Print.
- Gubarev, A. P., D. A. Kozynets, and O. V. Levchenko "MAS-1.0 Uproshchennoe modelyrovanye mnohopryvodnykh hydropnevmatycheskykh system tsyklycheskoho deystvyya" *Zbirnyk* statey, Kramators'k, 2005. Print.
- Gubarev, A. P., D. A. Kozynets, and O. V. Levchenko "Proverka lohyky funktsyonyrovanyya tsyklovykh system hydravlycheskykh, pnevmatycheskykh pryvodov." Vseukrayinskyy naukovotekhnichnyy zhurnal "Promyslova hidravlika i pnevmatyka". 3(2004): 64–69. Print.

Надійшла (received).10.11.2017

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження енергетичного балансу системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків / О. П. Губарев, О. В. Левченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264). – С. 21–27 – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Исследование энергетического баланса системы с нерегулируемым насосом и клапаном разницы давлений / А. П. Губарев, О. В. Левченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264). – С. 21–27 – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Research of the energy balance of the system with fixed displacement pump and pressure compensator / O. P. Gubarev, O. V. Levchenko // Bulletin of NTU "KHPI". Series : Hydraulic machinery and hydrounits. - Kh.: NTU "KhPI",  $2017. - N_{2} 42(1264) - P. 21-27 - Bibliogr.: 8. - ISSN 2411-3441.$ 

### 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

**Левченко Олег Васильович** – доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», кафедра Прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: tudasuda@ua.fm

*Левченко Олег Васильевич* – доцент, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», кафедра Прикладной гидроаэромеханики и механотроники; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: tudasuda@ua.fm

*Levchenko Oleg Vasylovych* – Dozent, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Department of Fluid Mechanics and Mechatronics; tel.: (044) 204-84-64; e-mail: tudasuda@ua.fm

# УДК 621.224

# О. В. ПОТЕТЕНКО, Л. К. ЯКОВЛЕВА, Т. Д. Б. САМБА БИТОРИ

# СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГИДРОТУРБИН НА НАПОРЫ 400÷800 м С ПРИМЕНЕНИЕМ НОВЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ

На основі аналізу підвищених втрат напору в підводящих органах гідротурбін РО 400 і РО 500 розроблені нові конструктивні рішення, захищені патентами України; досліджені характерні особливості робочого процесу радіально-діагональних гідротурбін, проведено вдосконалення робочого процесу за допомогою застосування багатоелементної комбінованої залежності в системі регулювання, що дозволила розробити гідротурбіни радіально-діагонального типу на напори аж до 800 ÷ 1000 м конкурентоздатні на зовнішньому ринку.

**Ключові слова:** характерні особливості робочого процесу; методика побудови універсальних характеристик високонапірних радіально-діагональних гідротурбін.

На основе анализа повышенных потерь напора в подводящих органах гидротурбин РО 400 и РО 500 разработаны новые конструктивные решения, защищенные патентами Украины; исследованы характерные особенности рабочего процесса радиально-диагональных гидротурбин, проведено совершенствование рабочего процесса посредством применения многоэлементной комбинированной зависимости в системе регулирования, позволившей разработать гидротурбины радиально-диагонального типа на напоры вплоть до 800 ÷ 1000 м конкурентоспособные на внешнем рынке.

Ключевые слова: характерные особенности рабочего процесса, методика построения универсальных характеристик высоконапорных радиально-диагональных гидротурбин.

Based on the analysis of increased head losses in the turbine inlet Fr 400 and Fr 500, new design solutions protected by the patents of Ukraine have been developed; the characteristic features of the working process of Francis-Deriaz hydroturbines and the working process has been perfected through the application of a multi-element combined dependence in the control system that has made it possible to develop Francis-Deriaz hydraulic turbines for heads up to 800-1000 m competitive on the foreign market. The article presents new design solutions and improved the system of combinatorial dependence in the regulatory system allowing to expand the zone of reliable operation of hydroturbines by expenditure (capacities) and heads almost 2 times. Increase the average operating efficiency by  $2 \div 7$  %, significantly reduce the pulsation of velocities and pressures and thus increase the reliability and durability of operation of hydroelectric equipment.

Keywords: characteristic features of the working process; the methodology for constructing universal characteristics high-head Francis-Deriaz turbine.

**Введение.** Потребление электроэнергии на душу населения непрерывно возрастает и определяет уровень развития, достигнутый в том или ином государстве.

Мировые запасы Земли по гидроэнергетическим ресурсам составляют 7×10<sup>12</sup> тонн условного топлива при мировом годовом энергопотреблении от всех атомную источников. включая энергетику, топлива. использование органических видов гидроэнергетику и др. виды составляет 0,01×10<sup>12</sup> тонн условного топлива. Такой низкий процент использования гидроэнергетических ресурсов мира объясняется неравномерным их распределением по поверхности Земли, а также и экономическими условиями, определяющими целесообразность их использования.

При проектировании гидротехнических сооружений с учетом комплексного их применения учитываются многие факторы влияния на окружающую среду (рис. 1).

В большинстве случаев строительство гидротехнических комплексов по основным показателям приводит к улучшению или практически не влияет на окружающую среду, в отличие от других сооружений энергонаправленности, таких, например, как разработка и добыча каменного угля, нефти, газа, использование ядерного топлива с последующими проблемами утилизации отходов и др.

Примерами рационального, в том числе и с экологической точки зрения использования гидроэнергетических ресурсов являются Япония, Европейские страны и США.

Большим преимуществом производства электроэнергии на гидроэлектростанциях  $(\Gamma \Theta C)$ является: во-первых, что это возобновляемый вид энергии не требующий дополнительных экономических затрат на разведку, добывание и доставку; во-вторых, строительство гидростанций и стоимость оборудования окупается за 2÷7 лет и далее себестоимость одного киловатта электроэнергии на порядок меньше, чем на тепловых электростанциях. На втором месте по низкой себестоимости одного киловатта вырабатываемой электроэнергии находятся атомные электростанции. Причем новые типы разрабатываемых атомных электростанций позволяют утилизировать ядерные отходы существующих станций, вырабатывая дополнительно электроэнергию и решая проблемы ядерных отходов.

К возобновляемым видам относится также ветроэнергетика и солнечная энергетика. Однако выработка этих видов энергии связана с рядом недостатков, основным из которых является их зависимость от климатических условий и времени суток. Что касается ветровых генераторов энергии (ветряков), то их расположение не желательно около населенных пунктов, так как они излучают инфразвуковые колебания, опасно действующие на здоровье людей, аналогично винтам самолетов при взлете и посадке на людей проживающих вблизи взпетных полос аэродромов. Кроме того, ветроэнергетика может быть рационально использована лишь в районах постоянных воздушных потоков. На Украине это регионы, прилегающие к Азовскому и Черному морям.

© О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори, 2017



Рис. 1 - Влияние гидроэнергетических объектов на окружающую среду

С экологической и экономической точки зрения, при комплексном решении ряда задач, наряду с производством электроэнергии, таких, как защита от паводков и наводнений, рациональное орошение полей и др. гидроэлектростанции, как и атомные электростанции с серьезной противоаварийной защитой, являются наиболее чистыми (без каких-либо вредных выбросов) производителями электрической энергии.

В потребительском энергетическом балансе нефть и газ занимают основную превалирующую позицию. Это связано автотранспортом, с транспорта авиационным И др. видами и производством электроэнергии на электростанциях, где относительная простота добычи, транспортировки и технологического процесса сжигания обусловило применение в первую очередь газа и нефтепродуктов. Однако ресурсы нефти и газа промышленно развитых стран практически исчерпаны, а на международном рынке цены на них непрерывно возрастают. Новые разведанные источники органического топлива располагаются в труднодоступных или удаленных от промышленных районов местах, например, морской шельф, арктические зоны и др. Многие специалисты в области электроэнергетики считают, что дальнейшее развитие выработки электроэнергии будет связано с атомной энергетикой и ограничением потребления нефти и газа. Что касается Украины, то следует отметить, что Украина обладает богатыми залежами урановых руд, необходимых для работы атомных электростанций и в настоящее время АЭС производят порядка 50 % всей вырабатываемой электроэнергии.

Как известно крупные энергоблоки. оборудованные, турбинами тепловых и атомных электростанций не могут надежно и эффективно эксплуатироваться в режиме покрытия так называемых пиковых нагрузок суточного регулирования тем более не могут быть И использованы в критических аварийных ситуациях, связанных с развалом частоты тока в энергетической системе.

1. Условия эксплуатации ГЭС и перспективы развития Bo гидроэнергетики. многих промышленно развитых странах расширяется строительство ГЭС и гидроаккумулирующих станций (ГАЭС) предназначенных для эксплуатации в первую очередь на пиковых нагрузках суточного регулирования. Известно, что время на запуск или полную остановку работы гидротурбины исчисляется минутами, зафиксированы случаи, когда в течение суток гидроагрегат останавливался и запускался на полную мощность порядка 10 раз (режим группового регулирования гидроагрегатов). Если проанализировать график эксплуатации гидротурбины, то они редко работают при оптимальной нагрузке.

Как видно из выше перечисленного, мировые запасы гидроэнергии далеко не исчерпаны и на Украине они используются лишь на величину 10÷20%. Реки западной части Украины практически не используются, что приводит также и к большим стихийным бедствиям: поводкам и наводнениям. При этом в зависимости от сезона на ГЭС вырабатывается 15÷25 % электроэнергии.

Учитывая специфику эксплуатации гидроагрегатов на нерасчетных быстроменяющихся нагрузках в плане строительства новых И реконструкции действующих ГЭС и ГАЭС, включая и

ISSN 2411-3441 (print)

экспортные заказы, возникают новые повышенные требования к гидроагрегатам.

1. Повышение надежности гидроэнергетического оборудования в связи с частыми пусками и остановками гидроагрегатов, эксплуатацией на неоптимальных часто меняющихся нагрузках.

2. Расширение зоны высокого КПД и надежной эксплуатации по расходам и напорам.

3. Повышение среднеэксплуатационного КПД, кавитационных показателей, снижения уровня нестационарности потока (пульсаций скоростей и давление) в специфических для ГЭС и ГАЭС условиях эксплуатации.

4. Впервые в мировой практике гидротурбостроения создание гидротурбинного оборудования для ГЭС и ГАЭС на основе радиальнодиагональных рабочих колес с широкой зоной эксплуатации по расходам и напорам с повышенным среднеэксплуатационным КПД, высокой степенью надежности, обусловленной низкими величинами нестационарности потока (пульсациями скоростей и давлений) на напоры от 400 м до 800÷1000 м.

2. Рабочий процесс радиально-диагональных гидротурбин [1-19].

А. Гидротурбина с радиально-осевым рабочим колесом с поворотными выходными элементами (рис. 2).

Поворотные выходные кромки лопастей радиально-осевой гидротурбины, поворот которых осуществляется в комбинаторной зависимости с открытием направляющего аппарата, лопаток максимально-возможный обеспечивая КПД на различных режимах эксплуатации, направлены на уменьшение потерь энергии на нерасчетных режимах за счет уменьшения так называемых циркуляционных потерь.

Б. Высоконапорная гидротурбина с радиальнодиагональным рабочим колесом (рис. 3).

Предложенное конструктивное решение позволяет усовершенствовать рабочий процесс, практически полностью устранить недостатки, присущие радиально-осевым гидротурбинам.

Разворот лопастей диагонального типа рабочего колеса осуществляется в комбинаторной зависимости от открытия лопаток направляющего аппарата, обеспечивая минимум гидравлических потерь и надежную эксплуатацию гидротурбины в широком диапазоне изменения расхода и напора.

На рис. 5, 6, 7 представлены расположенные равномерно по окружности сопловые каналы, подводящие поток к рабочему колесу формируемые колоннами статора с поворотными выходными кромками, заменяющими лопатки направляющего аппарата.





Рис. 2 – Радиально-осевое рабочее колесо с поворотными выходными элементами



Рис. 3 – Высоконапорная гидротурбина с радиальнодиагональным рабочим колесом



Рис. 4 – Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

При этом спиральная камера выполняется с просторными поперечными сечениями, скорость потока в которых уменьшена в 1,5 ÷ 2 раза, что обеспечивает уменьшение потерь энергии в спиральной камере на трение и вследствие отсутствия так называемого «парного вихря».



Рис. 5 – Конструкция подводящих органов высоконапорной гидротурбины с применением сопловых аппаратов



Рис. 6 – Высоконапорная радиально-осевая гидротурбина с поворотными выходными кромками лопастей рабочего колеса



Рис. 7 – Конструкция подводящих органов высоконапорной гидротурбины с применением сопловых аппаратов



Рис. 8 – Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

На рис. 8 изображен разрез высоконапорной радиально-диагональной гидротурбины.

Высоконапорная гидротурбина включает в себя спиральную камеру 1 с просторными поперечными сечениями, сопловые аппараты с поворотными выходными кромками 2: формирующими необходимый перед рабочим колесом момент количества движения и регулирующий расход через турбину, кольцевой затвор 3; играющий так же и роль дополнительного органа регулирующего расход, рабочее колесо, состоящее из втулки 4; нижнего обода 5; установленных между ними жестко закрепленных лопастей радиально-осевого типа 6 и поворотных лопастей диагонального типа 7; механизма поворота 8; отсасывающей трубы 9.

Трехэлементная комбинаторная зависимость включающая в себя поворот выходных элементов сопловых аппаратов, перемещение верхней поверхности этих аппаратов и разворот лопастей диагонального типа радиально-диагонального рабочего колеса обеспечивает существенное расширение зоны надежной работы гидротурбины с высокими энергокавитационными показателями.

На рис. 9 представлен разрез высоконапорной радиально-диагональной гидротурбины на напоры до 800 ÷ 1000 м.





Рис. 9 – Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

Высоконапорная гидротурбина состоит ИЗ спиральной камеры 1 с просторными поперечными сечениями, скорость подводящего потока в которых уменьшена в 1,5 ÷ 3 раза, сопловые аппараты 2 с поворотными выходными кромками, осуществляющими регулирование расхода к рабочему колесу И формирующими необходимый лпя работы оптимальной гидротурбины момент количества движения совместно с перемещающейся верхней поверхностью каналов-сопел, кольцевой затвор 3 также играющий роль дополнительного регулирующего расход органа, рабочее колесо, втулки 4; нижнего обода состоящее из 5: установленных между ними жестко закрепленных лопастей радиально-осевого типа 6 и поворотных лопастей диагонального типа 7; механизма поворота лопастей 8; лопаток промежуточного между лопастями радиального И лиагонального типа направляющего аппарата 9: созлающих дополнительный момент количества движения потока диагональной лопастной перед системой, отсасывающей трубы 10.

Дополнительный момент количества движения, создаваемый в сопловых каналах промежуточного направляющего аппарата, позволяет наиболее эффективно осуществлять рабочий процесс гидротурбины на сверхвысоких напорах 800 ÷ 1000 м и наиболее эффективно использовать эту же конструкцию в насос-турбинах для гидроаккумулирующих ГЭС.

Система комбинаторной зависимости состоящая четырех регулирующих элементов: ИЗ поворачиваемые выходные сопловых кромки аппаратов, перемешаюшаяся верхняя поверхность лопатки сопел. поворотные промежуточного направляющего аппарата и разворачиваемые в процессе регулирования лопасти рабочего колеса диагонального типа, т. е. четырехэлементная система комбинаторной зависимости позволяет расширить диапазон надежной работы гидротурбины с высокими энергокавитационными показателями по расходу (мощностях) и напорам в 1,5 ÷ 2 раза повысить единичную мощность при тех же размерах рабочего колеса так же повысить среднеэксплуатационный КПД на 2 ÷ 5 %, более эффективно использовать при работе на пиковых нагрузках суточного регулирования и при разработке насос-турбин для гидроаккумулирующих ГЭС.

# 3. Совершенствование рабочего процесса. Построение прогнозной универсальной характеристики радиально-диагональной гидротурбины на напоры 600 и 700 м [1, 2, 6-9].

Анализ потерь напора в проточной части высоконапорных гидротурбин РО 400 и РО 500 показал, что основными потерями являются наряду с потерями в рабочем колесе: профильными, ударными и циркуляционными (на режимах отличных от оптимального) также достигающими 2,5 ÷ 3,5 %, потери в подводящих органах гидротурбины. В первую очередь, в спиральной камере, которая наряду с каналами колонн статора и лопаток направляющего аппарата предназначена не только обеспечить равномерный подвод потока к рабочему колесу с минимальными потерями, но и увеличить почти в два раза момент количества движения потока для оптимальной работы гидротурбины. Эта вторая задача подводящих органов присущая высоконапорным радиально-осевым гидротурбинам вызывает при больших скоростях движущегося потока дополнительные потери, провоцирующим появление в поперечном сечении спирали крупномасштабной вихревой структуры типа парного вихря и натекания потока на колонны статора, лопатки направляющего аппарата и лопасти рабочего колеса с существенным атаки высоте изменением vгла по попаток направляющего аппарата. Новые конструктивные решения, рассмотренные в предыдущем параграфе призваны кардинальным способом устранить эти недостатки.

Второй существенной потерей напора в радиально-осевых гидротурбинах на режимах отличных от оптимального являются большие циркуляционные потери появление И крупномасштабных вихревых структур в виде спиралеобразного вихревого жгута, сбегающего с конуса обтекателя рабочего колеса. Эти негативные явления препятствуют расширению зоны эффективной и надежной эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам, что уменьшает возможность эксплуатировать гидроагрегаты на режимах покрытия пиковых нагрузок суточного регулирования электрической сети.

Применение запатентованных новых конструктивных решений и многоэлементной комбинаторной зависимости в системе регулирования гидротурбины позволяет существенным образом рабочий усовершенствовать процесс, создать эффективно работающие гидротурбины на напоры вплоть до 800-1000 м. Преимущества и основные показатели новых типов гидротурбин представлены в виде прогнозных характеристик, построение которых следующих осуществлялось на основе закономерностей.

Суммарный напор, срабатываемый на радиальноосевой гидротурбине  $H^{(\text{POD})}$  будет равен сумме напоров  $H^{(\text{POD})} = H^{(\text{PO})} + H^{(\text{D})}$ , срабатываемых радиально-осевой и диагональной лопастными системами.

Частота вращения радиально-диагональной гидротурбины  $n_{I}^{(POD)}$  (приведенная к 1 м напора и 1 м диаметра POD рабочего колеса) равна частоте вращения радиально-осевой и диагональной лопастной системы.

Комбинаторная зависимость системы регулирования гидротурбины обеспечивает на каждом режиме работы оптимальное соотношение между  $H^{(\rm PO)}$  и  $H^{(\rm D)}$  при условии  $H^{(\rm PO)} + H^{(\rm D)} = H^{(\rm POD)}$  и оптимальную величину  $n_I^{'(\rm POD)}$ , обеспечивающую минимум потерь энергии определяемой как:

 $h^{(\text{POD})} = \zeta^{(\text{POD})} H^{(\text{POD})} = h^{(\text{PO})} + h^{(\text{D})} = \zeta^{(\text{PO})} H^{(\text{PO})} + \zeta^{(\text{D})} H^{(\text{D})} = (1 - \eta_{c}^{(\text{POD})}) H^{(\text{POD})} = (1 - \eta_{c}^{(\text{PO})}) H^{(\text{PO})} + (1 - \eta_{c}^{(\text{D})}) H^{(\text{D})}$ где  $h^{(\text{POD})}, h^{(\text{PO})}, h^{(\text{D})}$  — потери напора в соответствующих элементах проточной части;

$$\zeta^{(\text{POD})}, \zeta^{(\text{PO})}, \zeta^{(\text{D})}$$
 - коэффициенты потерь:  $\zeta = \frac{h}{H}$ 

 $\eta_{z}^{(\text{POD})}, \eta_{z}^{(\text{PO})}, \eta_{z}^{(\text{D})}$  - коэффициенты полезного действия.

Расход через радиально-диагональную гидротурбину:  $Q^{(\text{POD})} = Q^{(\text{PO})} = Q^{(\text{D})}$ .

Коэффициент гидравлических потерь в радиально-диагональной гидротурбине определяется как:

$$\begin{split} \zeta^{(POD)} &= \frac{h^{(POD)}}{H^{(POD)}} = \frac{1}{H^{(POD)}} \Big( \zeta^{(PO)} H^{(PO)} + \zeta^{(D)} H^{(D)} \Big) = \\ &= \zeta^{(PO)} \frac{H^{(PO)}}{H^{(POD)}} + \zeta^{(D)} \frac{H^{(D)}}{H^{(POD)}} = \Big(1 - \eta_c^{(PO)}\Big) \frac{H^{(PO)}}{H^{(POD)}} + \\ &\quad + \Big(1 - \eta_c^{(D)}\Big) \frac{H^{(D)}}{H^{(POD)}} \cdot \end{split}$$

Hydraulic machines and hydraulic units

Гидравлический коэффициент полезного действия радиально-диагональной гидротурбины соответственно равен:

$$\eta_{e}^{(\text{POD})} = \left(1 - \zeta^{(\text{POD})}\right) = \frac{1}{H^{(\text{POD})}} \left(\eta_{e}^{(\text{PO})} H^{(\text{PO})} + \eta_{e}^{(\text{D})} H^{(\text{D})}\right).$$

На основе вышеперечисленных выражений осуществляется построение прогнозной универсальной характеристики POD 600 и POD 700 для диаметра рабочего колеса POD  $D_1 = 1$  м (для PO  $D_1 = 1$  м) и напора  $H^{(POD)} = 1$  м, т. е. в системе координат  $n'_I = \frac{nD_1}{\sqrt{H}}$  и  $Q'_I = \frac{Q}{D_1^2\sqrt{H}}$  (при

 $D_{1}^{(\text{POD})} = D_{1}^{(\text{PO})} = 1$ ) M,  $H^{(\text{POD})} = 1$  M).

Величины  $D_{l}^{(D)}; n_{I}^{'(D)}; Q_{I}^{'(D)}; H^{(PO)}; n_{I}^{'(PO)}$ подлежат определению из условий минимума гидравлических потерь радиально-диагональной гидротурбины.

Для примера рассмотрим построение прогнозной универсальной характеристики РОД 600. В качестве основы для построения возьмем универсальную характеристику РО 400/3515-В-80 № 2514 ХТЗ (в разработке проточной части и рабочего колеса наряду с заводом активное участие принимала кафедра «Гидравлические машины» им. академика Г. Ф. Проскуры НТУ «ХПИ») и гидротурбины ПЛД 140/2556-В-45<sup>0</sup>-46.

Для оптимального режима POD 600 напор  $H^{(\text{POD})} = 1 \text{ м}$  распределим  $H^{(\text{PO})} = \frac{460}{600} = 0,767 \text{ м};$  $H^{(\text{D})} = \frac{140}{600} = 0,233 \text{ м}, H^{(\text{POD})} = 0,767 + 0,233 = 1 \text{ м}.$ 

система натурной При ЭТОМ лопастная гидротурбины радиально-осевого будет типа срабатывать напор 460 м (при полном напоре  $H^{(\text{POD})} = 600 \text{ m},$ что потребует, возможно, использовать патент на изобретение [18] для усиления прочности). Кавитационные же показатели подпором, обеспечиваются осуществляемым диагональной лопастной системой в 140 м.

Для оптимума универсальной характеристики используем условие совмещения оптимумов лопастных систем (т. е. универсальных характеристик) РО 400 и ПЛД 140 и определим для случая  $H^{(\text{POD})} = 1 \text{ м}$  и  $D_1^{(\text{POD})} = 1 \text{ м}$  диаметр диагональной лопастной системы при условии  $Q_I^{'(\text{POD})} = Q^{(\text{POD})} = Q^{(\text{D})} = Q^{(\text{PO})} = Q_I^{'(\text{PO})} \sqrt{H^{(\text{PO})}} = 0.237 \cdot 0.876 = 0.208 \text{ м}^3/\text{с}$ .  $n_I^{'(\text{POD})} = n^{(\text{POD})} = n^{(\text{PO})} = n_I^{'(\text{PO})} \sqrt{H^{(\text{PO})}} = 57 \text{ об/мин}.$ 

Получим:

$$D_{1}^{(D)} = \sqrt{\frac{Q_{ont}}{\left(Q_{I}^{'}\right)_{ont}^{(D)}\sqrt{H^{(D)}}}} = \sqrt{\frac{0,208}{0,8\cdot0,486}} = 0,734 \text{ M} \quad (путем)$$

совмещения оптимумов по расходу).

Bulletin of NTU "KhPI". 2017. № 42 (1264)
$$D_{1}^{(\mathrm{D})} = \frac{\left(n_{I}^{'}\right)_{0}^{\mathrm{D}}\sqrt{H^{(\mathrm{D})}}}{n} = \frac{85 \cdot \sqrt{0.233}}{56.94} 0.721 \text{ M}$$
(путем

совмещения оптимумов по оборотам).

В итоге принимаем  $D_1^{(D)} = 0,73$  м.

Далее уточняем  $n_{I}^{'(PO)}$  и  $n_{I}^{'(D)}$ ,  $Q_{I}^{'(PO)}$  и  $Q_{I}^{'(D)}$  и определяем для оптимальной точки универсальной характеристики  $\mathbf{h}^{(POD)} = (1 - \eta_{r}^{(D)})\mathbf{H}^{(D)} + (1 - \eta_{r}^{(PO)})\mathbf{H}^{(PO)}$  и  $\eta_{r_{our}}^{(POD)} = (1 - h^{(POD)}) \cdot 100 \%$ .

В итоге для оптимального режима определяем все параметры включая  $a_0$  (открытие направляющего аппарата по характеристике PO 400 с пересчетом на  $D_1 = 1$  м),  $\sigma$  (коэффициент кавитации по

характеристике ПЛД 140 с пересчетом на действующий напор 600 м, угол ф по ДПЛ и т. д.).

Для режимов отличных от оптимального поступаем аналогичным образом, используя величину  $D_1^{(D)} = 0.73$  м и  $H^{(POD)} = 1$  м.

Выбираем режимную точку на универсальной характеристике PO 400 и определяем соответствующую точку на универсальной характеристике ПЛД 140, используя вариации перераспределения срабатываемого напора на лопастных системах «РО» и «Д» из условия минимума потерь энергии при  $H^{(\text{POD})} = 1$  м.

Построение вышеописанным методом прогнозных характеристик POD 600 и POD 700 представлены на рис. 10 и 11.



Рис. 10 – Прогнозная универсальная характеристика гидротурбины POD 600  $D_1^{(D)} = 0,73$  м



Рис. 11 – Прогнозная универсальная характеристика гидротурбины POD 700  $D_1^{(D)} = 0.74$ 

На рис. 12 видно, что пропускная способность турбины POD 400 на оптимальном режиме в 1,75 раза на линии ограничения мощности в 2 ÷ 2,5 раза больше, чем у гидротурбины PO 400, т. е. при одном и том же диаметре рабочего колеса и напоре мощность гидротурбины POD 400 будет практически

в два раза больше, чем РО 400.

Сра	внение	прогнозн	юй	уни	верса.	льной
характе	ристики	POD 400	c	харак	терис	тикой
гидроту	рбины l	PO 400/3515-	-B-80	и 2	2514	XT3
приведе	но на ри	ис. 12, где и	предста	авлены	ИЗОЈ	инии
кпд	$\left(\overline{\eta} = \frac{\eta_{e}}{\eta_{emax}}\right)$	–), причем	и мак	сималь	ный	кпд

модельной турбины POD 400 на  $1,5 \div 2$  % выше, чем PO 400.

п<sub>1</sub>', об/мин РОД 400 PO 400 65 η=<sup>99,5%</sup> 55  $\overline{\eta} = \frac{\eta}{\eta_{max}} 100\%$ 50 45 0,15 0,2 0,25 0,3 0,35 0,4 Q', м<sup>3</sup>/с

Рис. 12 – Сравнение универсальных характеристик гидротурбин PO 400 и POD 400

Зона эксплуатации у гидротурбины POD 400 по расходам (мощностям) и напорам (оборотам) в два раза больше при высоких эксплуатационных показателях, чем у PO 400, что обеспечивает более высокий среднеэксплуатационный КПД на 2-7 % более высокую надежность, обусловленную более низкими показателями нестационарности потока с более низкими амплитудами пульсаций давлений и скоростей.

Выводы. 1. Новые конструктивные решения, защищенные патентами Украины, И более совершенная система комбинаторной многоэлементной зависимости системе в регулирования радиально-диагональных гидротурбин позволяют впервые мировой практике В ИХ гидроэлектростанциях применение на И гидроаккумулирующих станциях напоры, на превышающие 600 м вплоть ло 800 ÷ 1000 м с превышающими мировой уровень высокими, эксплуатационными показателями.

2. Расширение почти в два раза зоны надежной эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам, обеспечивающее радиально-диагональными турбинами, повышение среднеэксплуатационного КПД на 2÷7%, надежности в широкой зоне эксплуатации обеспечивают конкурентоспособность этих типов гидроагрегатов на внешнем рынке.

3. Эксплуатационные и энергетические показатели радиально-диагональных гидротурбин обеспечивают их надежность и долговременную работу в режим покрытия пиковых нагрузок энергетической электросистемы.

#### Список литературы:

- Потетенко О. В. Анализ потерь энергии в высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах обусловленных характерными особенностями структуры потока в проточной части / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – № 7.– С. 151-159.
- Потетенко О. В. Вихревая структура потока и анализ различных математических моделей потока в каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин РО400, РО500 и РО600 / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2012. – № 318 (57). – С. 50-57.
- 3. Потетенко О. В. Рабочий процесс радиально-диагональной гидротурбины (РОД). Методика построения прогнозной универсальной характеристики / О. В. Потетенко, А. М. Гришин, Е. С. Крупа та др. // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. Kharkiv : NTU "KhPI", 2012. № 33.– С. 109-119.
- Потетенко О. В. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин с применением новых конструктивных решений для различных диапазонов напоров / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа, О. С. Вахрушева та др. // Visnyk NTU «KhPI» Ser.: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya, 2014. – № 1(1044).– С. 49-57.
- Потетенко О. В. Особенности рабочего процесса новых типов горизонтальных прямоточных и вертикальных радиальноосевых гидротурбин на высокие напоры / О. В. Потетенко, Е. С. Крупа, В. Э. Дранковский, К. С. езвая // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. ISSN 2306-5478. Випуск 3 (71). Частина 1. «Технічні науки». – 2015. – С. 281-285.
- Потетенко О. В. К вопросу учета диффузионного переноса момента импульса и трансформации его энергии в энергию импульса и, наоборот, при моделировании турбулентных

потоков / O. B. Потетенко, E. C. Крупа // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. –  $\mathbb{N}$  3 (1112).– C. 7-44.

- 7. Потетенко О. В. Особенности рабочего процесса радиальноосевых гидротурбин на высокие напоры / О. В.Потетенко, Е. С. Крупа // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI",2015. – № 45 (1154).– C. 41-46.
- Потетенко О. В. Комплексные экспериментальные исследования турбулентной структуры потока в проточной части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины / О. В. Потетенко, Е. С. Крупа // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 20 (1192).– С. 33-40.
- 9. Потетенко О. В. Особенности рабочего процесса и структуры потока в межлопастных каналах рабочего колеса и в других элементах проточной части радиально-осевых гидротурбин на напоры 400-600 м / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Д. Т. Б. Самба Битори // Bulletin of NTU "KhPI". Series:Hydraulic machines and hydrounits. Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. № 41 (1213).– С. 39-48.
- Потетенко О. В. Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна / О. В. Потетенко, В. Е. Дранковський, С. С. Крупа, К. С. Резва // Патент України на корисну модель № 111514. – опубл. 10.11.2016.
- Потетенко О. В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна з поворотними вихідними кромками робочого колеса / О. В. Потетенко, В. Е. Дранковський, Є. С. Крупа, К. С. Рєзва // Патент України на корисну модель № 111516. – опубл. 10.11.2016.
- Потетенко О. В. Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна / О. В. Потетенко, В. Е. Дранковський, С. С. Крупа, К. С. Резва // Патент України на корисну модель/№ 111519. – опубл. 10.11.2016.
- Потетенко О. В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна.
   / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Патент України на винахід №85090, 25.12.2008. Бюл. № 24.
- 14. Потетенко О. В. Робоче колесо вісоконапірної радіальноосьової гідротурбіни. / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов, Зав'яловП. С., Ю. М. Кухтенков // Патент України на кори сну модель № 5155. 15.02.2005. Бюл. №2.
- Потетенко О. В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна.
   О. В. Потетенко, С. М. Ковальов, В. Е. Дранковський. // Патент України на кори сну модель № 14284. 15.05.2006 Бюл. №5.
- 16. Робук Н. Н. Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины. / Н. Н. Робук, А. А. Мелавцов, Л. И. Фридман, А. В. Остащенко, Ю. Н. Мишев, В. Н. Савин, О. В. Потетенко, С. И. Герман // Авторское свидетельство на изобретение № 206422, 02.12.1967, Бюл. №24.
- 17. Потетенко О. В. Робоче колесо високо напірної радіальноосьової гідротурбіни. / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Патент України на корисну модель. № 15649, 17.07.2006. Бюл. №7.
- 18. Фридман Л. И. Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины. / Л. И. Фридман, И. С. Веремеенко, А. Д. Устьев, О. В. Потетенко // Авторское свидетельство на изобретение. № 1188359 30.10.1985. Бюл. №40.
- Потетенко О. В. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин на напоры 400 ÷ 800 м с применением новых конструктивных решений / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Д. Т. Б. Самба Битори // Bulletin of NTU "KhPI". Series:Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – № 22 (1244).– С. 4-14.

#### **References (transliterated)**

- Potetenko, O. V., V. E. Drankovskiy and E. S. Krupa. "Analiz poter' energii v vysokonapornykh radial'no-osevykh gidroturbinakh obuslovlennykh kharakternymi osobennostyami struktury potoka v protochnoy chasti" *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic* machines and hydrounits.. No. 7. 2012. 151–159. Print.
- Potetenko, O. V., V. E. Drankovskij and E. S. Krupa. "Vihrevaja struktura potoka i analiz razlichnyh matematicheskih modelej potoka v kanalah vysokonapornyh radial'no-osevyh gidroturbin RO 400,

RO 500 i RO 600." Shidno-Evropejs'kij zhurnal peredovih tehnologij No. 318 (57). 2012. 50–57. Print.

- Potetenko, O.V., A. M. Grishin and E. S Krupa "Rabochiy protsess radial'no-diagonal'noy gidroturbiny (ROD). Metodika postroeniya prognoznoy universal'noy kharakteristiki". *Bulletin of NTU "KhPI"*. *Series:Hydraulic machines and hydrounits*. – Kharkiv: NTU "KhPI". No. 33. 2012. 109–1119. Print.
- 4. Potetenko, O.V., V. E. Drankovskiy and E. S. Krupa "Sovershenstvovanie rabochikh protsessov gidroturbin s primeneniem novykh konstruktivnykh resheniy dlya razlichnykh diapazonov naporov" Visnyk NTU «KhPI» Ser.: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya. No 1 (1044). Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. 49–57. Print.
- Potetenko, O. V., et al. "Osobennosti rabochego protsessa novykh tipov gorizontal'nykh pryamotochnykh i vertikal'nykh radial'noosevykh gidroturbin na vysokie napory" Visnyk Natsional'noho universytetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannya. Ser.: Tekhnichni nauky. No. 3 (71). Vol. 1. 2015. 281-285. Print.
- Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "K voprosu diffuzionnogo perenosa momenta impul'sa i transformacii ego energii v energiju impul'sa i naoborot, pri modelirovanii turbulentnyh potokov." Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. No. 3 (1112). Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. 37–44. Print.
- Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "Osobennosti rabochego processa radial'no-osevyh gidroturbin na vysokie napory." *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits.* No. 45 (1154). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 41–46. Print.
- Potetenko, O. V. and E. S. Krupa "Kompleksnye eksperimental'nye issledovaniya turbulentnoy struktury potoka v protochnoy chasti vysokonapornoy radial'no-osevoy gidroturbiny" *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits* No. 20 (1192). Kharkiv: NTU «KhPI». 2016. 33–40. Print.
- Potetenko, O. V., et al. "Osobennosti rabochego protsessa i struktury potoka v mezhlopastnykh kanalakh rabochego kolesa i v drugikh elementakh protochnoy chasti radial'no-osevykh gidroturbin na napory 400-600 m" Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits No. 41 (1213). 2016. 39–48. Print.
- 10. Potetenko, O. V., et al. Vysokonapirna radial'no-diahonal'na hidroturbina Ukraine Patent na korysnu model' №111514. 10 November 2016. Print.
- 11. Potetenko, O. V., et al. Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina z povorotnymy vykhidnymy kromkamy robochoho kolesa Ukraine Patent na korysnu model' № 111516. 10 November 2016. Print.
- Potetenko O.V., et al. "Vysokonapirna radial'no-diahonal'na hidroturbina" Patent Ukrayiny na korysnu model' № 111519. – opubl. 10 November 2016. Print.
- Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Vysokonapirna radial'noos'ova hidroturbina*. Ukraine Patent, UA85090. 25 December 2009. Print.
- Potetenko, O. V., et al. Roboche koleso vysokonapirnoyi radial'noos'ovoyi hidroturbiny. Deklaratsiynyy patent na korysnu model' UA51556. 15 February 2005. Print.
- 15. Potetenko, O. V., et al. Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina. Ukraine Patent na korysnu model' № 14284. 15.May 2006. Print.
- Robuk, N. N. et al. Rabochee koleso radial'no-osevoy gidroturbiny. Avtorskoe svidetel'stvo na izobretenie № 206422. 02 December 1967. Print.
- 17. Potetenko, O. V. and S. M. Koval'ov *Roboche koleso vysoko napirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny*. Ukraine Patent na korysnu model'. № 15649. 17 July 2006. Print.
- Fridman, L. I. et al. Rabochee koleso radial'no-osevoy gidroturbiny. Avtorskoe svidetel'stvo na izobretenie. № 1188359 30. October 1985. Print.
- Potetenko, O. V., et al. "Sovershenstvovanye rabochykh protsessov hydroturbyn na napory 400 800 m s prymenenyem novykh konstruktyvnykh reshenyy " *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits.* No. 22 (1244). 2017. 4-14. Print.

Поступила (received) 06.11.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Удосконалення робочих процесів гідротурбін на напори 400÷800 м із застосуванням нових конструктивних рішень / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлєва, Т. Д. Б. Самба Біторі // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С.128–37. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2411-3441.

Совершенствование рабочих процессов гидротурбин на напоры 400÷800 м с применением новых конструктивных решений / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С.128–37. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2411-3441.

Perfection of working processes of hydraulic turbines on heads 400÷800 m with application of new constructive decisions / O. V. Potetenko, L. K. Yakovleva, T. D. B. Samba Bitory // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 28–37. – Bibliogr.: 19. – ISSN 2411-3441.

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

Потетенко Олег Васильович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (068) 893-38-02; е-mail: potetenko.OV@gmail.com.

Потетенко Олег Васильевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (068) 893-38-02; e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

*Potetenko Oleg Vasilyevich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (068) 893-38-02; e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

**Яковлєва Людмила Костянтинівна** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

*Яковлева Людмила Константиновна* – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

*Yakovleva Lydmila Konstantinovna* – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

*Самба Біторі Трезор Дес Бекет* – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.

*Самба Битори Трезор Дес Бекет* – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.

*Samba Bitori Tresor Des Becket* – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Postgraduate Student at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.

## УДК 621.224-253.5-001

# А. В. ЛИННИК, А. В. ДУШИН

# ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ ЛОПАСТЕЙ РАБОЧИХ КОЛЕС ПЛ-60 В ВОЗДУХЕ И ВОДЕ

Определены собственные частоты лопастей семилопастных рабочих колес ПЛ-60, выявлено влияние различных факторов на величины их собственных частот. Выполнен пересчет собственных частот лопастей модельного рабочего колеса на параметры натурного рабочего колеса. Проведен сравнительный анализ экспериментальных собственных частот с собственными частотами, определенными для математической модели лопастей. Получены коэффициенты снижения собственных частот в воде для лопастей рабочих колес ПЛ-60/1075 и ПЛ-60/3160.

Ключевые слова: лопасть рабочего колеса, гидротурбины, модельне испытания, эксперимент, собственные частоты, метод конечных элементов, математическая модель.

Визначено власні частоти лопатей семілопатевих робочих коліс ПЛ-60, виявлено вплив різних чинників на величини їх власних частот. Виконано перерахунок власних частот лопатей модельного робочого колеса на параметри натурного робочого колеса. Проведено порівняльний аналіз експериментальних власних частот з власними частотами, визначеними для математичної моделі лопатей. Отримано коефіцієнти зниження власних частот у воді для лопатей робочих коліс ПЛ-60/1075 і ПЛ-60/3160.

Ключові слова: лопать робочого колеса, гідротурбіни, модельні випробування, експеримент, власні частоти, метод кінцевих елементів, математична модель.

Blade natural frequencies are determined for seven-blade Kaplan runners IIJI-60, the influence of various factors on the blade natural frequency values is explored. The model runner blade natural frequencies are scaled up to the prototype runner conditions. A mathematical model is designed to determine natural frequencies by the FEM method for flat shells as well as for elastic solids. A comparative analysis is conducted for experimental natural frequencies and natural frequencies as determined for the mathematical model of the blades. Coefficients of natural frequency reduction in the water are obtained for runners IIJI-60/1075 and IIJI-60/3160. The experiment results obtained are of high value in the resolution of the issue of numerical analysis reliability.

Key words: runner blade, hydraulic turbines, model tests, experiment, natural frequencies, finite element method, mathematical model

Введение. Опыт создания мощных гидротурбин свидетельствует о необходимости прогнозных исследований динамического состояния деталей натурных гидротурбин, так как при этом удается учесть не только влияние присоединенных деталей, но и определить характер форм колебаний в сложных условиях эксплуатации: при нормальной работе, при сбросе нагрузки в процессе регулирования, а также при сбросе нагрузки вплоть до выхода турбины в разгон.

В гидротурбиностроении при проектировании новых машин их проточную часть рассчитывают теоретически, а затем, выполнив ее в виде модели, испытывают в лаборатории. Результаты испытаний модели учитывают при создании турбины.

На ПАО «Турбоатом» были проведены модельные испытания рабочих колес разных напорных диапазонов, целью которых являлось определение динамических характеристик их лопастных систем.

Эксперимент. Основываясь на методиках, изложенных в [1-5], для моделей семилопастных рабочих колес ПЛ-60 (рис. 1), применяемых для напоров 40–60 м, определены частоты колебаний в воздухе и в воде. Также выявлено влияние на них ряда факторов.



Рис. 1 – Модельное рабочее колесо ПЛ-60/3160

© А. В. Линник, А. В. Душин, 2017

Задача является актуальной, так как из-за достаточно широкого напорного диапазона, рабочие колеса этого типа подвержены широкому спектру динамического возбуждения. Поэтому, во избежание резонансных явлений и возникновения высоких динамических напряжений, требуется анализ динамического состояния лопастной системы рабочего колеса.

Испытательный стенд (рис. 2.) состоит из: траверсы 7, установленной на двух опорах 1; вибростенда 2 типа 4813, который через специальное устройство 3 соединен с втулкой рабочего колеса 5; камеры 4.



Рис. 2 – Схема испытательного стенда.

Исследуемая модель представляет собой втулку рабочего колеса с закрепленными на ней семью лопастями. Лопасти и втулка соединяются болтовым соединением. Для того, чтобы свести к минимуму влияние собственных частот втулки на собственные частоты лопасти рабочего колеса, между ними прокладываются кольца из бронзовой фольги. Датчик устанавливается на геометрический центр лопасти. Приложив ударную нагрузку, возбуждают колебания лопасти. Полученная форма колебаний соответствует нескольким собственным частотам, которые фиксирует датчик. Затем. последовательно пропустив полученный сигнал усилитель анализатор. через на получают электронную амплитудно-частотной развертку характеристики.

Определение собственных колебаний лопастей рабочих колес в воздухе и в воде проводилось на модельных колесах, диаметром  $D_1 = 0,46$  м. Лопасти модели рабочего ПЛ-60/1075 из бронзы марки Бр03Ц7С5Н1 (Е = 9000 кг/мм<sup>2</sup>,  $\rho = 8,7$  г/см<sup>3</sup>), а ПЛ-60/3160 колеса изготовлены из латуни ЛЦ58Мц2С2 (Е = 10000 кг/мм<sup>2</sup>,  $\rho = 8,5$  г/см<sup>3</sup>)

Экспериментальное значение частоты определялось как среднее из замеренных величин

при испытании семи лопастей. Каждая частота проверялась четырех-, шестикратным измерением.

Исследовано влияние на собственные частоты фиксированной лопасти числа лопастей, закрепленных во втулке рабочего колеса (одна лопасть, две лопасти, три лопасти, четыре лопасти, пять лопастей, шесть лопастей, семь лопастей).

Обработка результатов эксперимента и сравнение с результатом исследования математической модели.

Пересчет результатов модельных испытаний на условия натурной турбины производится согласно [6]. Частота собственных колебаний натурной лопасти в воздухе:

$$f_{\rm H} = f_{\rm M} \cdot \frac{D_{\rm M}}{D_{\rm H}} \sqrt{\frac{E_{\rm H}}{E_{\rm M}} \cdot \frac{\rho_{\rm M}}{\rho_{\rm M}}} \tag{1}$$

где *f* – частота собственных колебаний;

*D* – диаметр рабочего колеса;

р – удельный вес.

Частота собственных колебаний натурной лопасти в воде:

$$f_{\rm BOA} = f_{\rm BO3A} \cdot k_{\rm H} \tag{2}$$

где *k*<sub>н</sub> – коэффициент снижения частоты определяется:

$$\frac{1}{k_{\rm H}} = \sqrt{1 + \frac{\rho_{\rm W.H.}}{\rho_{\rm W.M.}} \cdot \frac{\rho_{\rm H.}}{\rho_{\rm M.}} \cdot \left[\frac{1}{k_{\rm M}^2} - 1\right]} \tag{3}$$

Наблюдается хорошее соответствие экспериментальных и расчетных данных для 1-й и 4-й гармоник для лопастей ПЛ-60/1075 и 3-й и 5-й гармоник для лопастей ПЛ-60/3160. Однако, при этом, расчет не выявляет некоторые другие гармоники, которые определены в эксперименте. Для объяснения этого эффекта были поставлены специальные опыты по определению собственных частот:

 – отдельной лопасти в зависимости от числа закрепленных во втулке лопастей;

отдельной лопасти, жестко закрепленной в массивной балке;

- втулки с комплектом из семи лопастей.

В качестве примера на рис. 3 показаны спектрограммы дополнительных испытаний в воздухе для модели рабочего колеса ПЛ-60/1075.

Обращает на себя внимание тот факт, что для исследуемых моделей рабочих колес соответствующие коэффициенты снижения частоты в воде k существенно отличаются друг от друга и от эмпирического ряда коэффициентов снижения частот лопастей ПЛ гидротурбин, рекомендуемых в [2]. Таким образом, влияние воды для каждого типа колес, даже в пределах одного напорного диапазона, следует учитывать индивидуально.



Рис. 3 – Спектрограммы, полученные в ходе проведения опытов для рабочего колеса ПЛ-60/1075.

Дальнейшая обработка результатов эксперимента позволила путем наложения спектрограмм, выделить собственные частоты, присущие именно одной лопасти, и провести сравнительный анализ полученного спектра частот с результатами исследования математических моделей натурных лопастей рабочих колес. Наложение спектрограмм для лопастей ПЛ-60/1075 в воздухе приведено на рис. 4, в воде – на рис. 5. Аналогичным образом обработаны результаты эксперимента для лопастей рабочего колеса ПЛ-60/3160. В таблицах 1-4 приведены обработанные результаты эксперимента и результаты математического моделирования.



Рис. 4 – Схема спектрограмм собственных частот элементов рабочего колеса ПЛ-60/1075 в воздухе.

Рабочее колесо в сборе	1026	715 840	35 550	320	2
Лопасть р.к. в сборе, эксперимент,уср. данные	1080	715	38 486 553	30 351.	2
Эксперимент	1080	715	62 553	351	12
	0.86	0.74	68 0 68	3 0.66	k (

100 200 300 400 500 600 700 800 900 10001100 f, Hz

Рис. 5 – Схема спектрограмм собственных частот элементов рабочего колеса ПЛ-60/1075 в воде.

Таблица 1 – Собственные частоты в воздухе модельного и натурного рабочего колеса ПЛ-60/1075.

Истонные понных				Со	бственные	е частоты,	Гц			
Источник данных	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Эксперимент	435	490	530	650	710	735	840	965	1030	1257
Пересчет по формуле (1)	53,63	60,41	65,34	80,14	87,53	90,62	103,56	118,97	126,99	154,97
МКЭ по теории пологих оболочек [7]	55,83	Ι	Ι	79,43	Ι	Ι	104,84	-	139,45	152,06
MKƏ Solidworks Simulation [8]	53,22	I	66,58	74,41	Ι	Ι	99,42	-	130,48	147,38

Таблица 2 – Собственные частоты в воде модельного и натурного рабочего колеса ПЛ-60/1075.

Истолици полиции				Co	бственные	е частоты,	Гц			
источник данных	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Эксперимент	281	351	390	438	486	553	673	712	740	1080
Пересчет по формулам (2, 3)	33,60	42,18	46,93	52,47	58,26	66,63	81,41	85,69	88,93	131,30
МКЭ по теории пологих оболочек [7]	34,98	Ι	Ι	52,01	Ι	-	82,41	Ι	97,66	128,83
MKƏ Solidworks Simulation [8]	33,34	_	47,82	48,72	_	-	78,15	_	91,38	124,87

Таблица 3 – Собственные частоты в воздухе модельного и натурного рабочего колеса ПЛ-60/3160.

Истонных вонных				Co	бственные	е частоты,	Гц			
источник данных	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Эксперимент	387	435	495	553	610	810	878	1080	1132	1284
Пересчет по формуле (1)	44,74	50,29	57,23	63,93	70,52	93,64	101,50	124,86	130,87	148,44
МКЭ по теории пологих	_	_	56.63	_	73.62	_	101 79	127.18	_	142.51
оболочек [7]			50,05		73,02		101,79	127,10		112,01
MKƏ Solidworks	_	_	54,78	65,24	72,36	_	_	125,55	_	141,58
Simulation [8]										

Таблица 4 – Собственные частоты в воде модельного и натурного рабочего колеса ПЛ-60/3160.

Nomonum nomenu				Со	бственные	е частоты,	Гц			
источник данных	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Эксперимент	225	263	317	345	446	590	665	720	795	890
Пересчет по формулам (2, 3)	25,33	29,64	35,78	38,91	50,60	66,92	75,56	81,39	90,04	100,75
МКЭ по теории пологих оболочек [7]	-	-	35,41	-	52,82	-	75,77	82,90	-	96,72
MKƏ Solidworks Simulation [8]	_	_	34,25	39,71	51,91	_	_	81,84	_	96,09

**Выводы.** Несовпадение спектра собственных частот колебаний, полученных экспериментально и путем расчета, объясняется тем, что величины первых пяти частот определяются суперпозицией собственных частот втулки в сборе с лопастями и частот, присущих жестко закрепленной лопасти [5].

Для получения коэффициентов снижения собственных частот в воде необходимо выполнить большой объем практических исследований, а также произвести обработку результатов эксперимента. В то же время, при проведении этих экспериментов лопастная система недоступна для проведения других этапов модельных испытаний гидротурбины, а изготовление дополнительного комплекта лопастей теряет смысл, так как лопасти подвергаются подгонке на каждом из этапов испытаний по определению КПД.

Очевидно, что для определения собственных частот и форм колебаний в воздухе и воде экономически и методически целесообразно проведение исследований с применением расчетных моделей. В настоящее время стандартным методом анализа сложных конструкций является метод конечных элементов. Именно этот метод реализован в большинстве современных программных продуктов. Метод конечных элементов является приближенным численным методом, и, тем самым, имеет некоторую степень погрешности. Однако в нем заложено большое количество параметров, с помощью которых можно управлять степенью точности получаемых результатов: тип конечного элемента, дискретизация сетки и методы решения. Отдельным вопросом является степень адекватности решаемой математической модели ее физическому прототипу с точки зрения моделирования. Поэтому полученные результаты эксперимента являются ценным материалом для решения вопроса о достоверности численного анализа.

#### Список литературы.

- Кантор Б. Я. Расчет лопастей высоконапорных поворотнолопастных гидротурбин на машине «Стрела» / Б. Я. Кантор // Энергомашиностроение. – 1963. –№ 2. – С. 10–13.
- Явиц С. Н. Исследование частотных характеристик лопастей рабочих колес ПЛ гидротурбин / С. Н Явиц // Энергомашиностроение. – 1970. – № 8. – С. 25–28.
- Широких А. Я. Исследование собственных частот и форм колебаний пластин и лопастей поворотно-лопастных гидротурбин в воздухе и воде / А. Я. Широких. // Труды ЦКТИ. – 1986. – № 223.

- Эдель Ю. У. О влиянии воды на частоту колебаний лопастей и пластин / Ю. У. Эдель, А. П. Степанов // Труды ЛМЗ, Гидротурбиностроение. – Машгиз. – 1957. – № 4. – С. 138–144.
- Веремеенко И. С. Исследование собственных частот лопастей рабочего колеса ПЛ-40 в воздухе и в воде. / И. С. Веремеенко Б. Я. Кантор, И. С. Иосевич // Сборник научных трудов ХГПУ. – 1999. – вып. 7.
- Аносов Ф. В. Модельные исследования гидротурбин / Ф. В. Аносов, А. В. Белобородов, М. В. Гущин [и др.] // Машиностроение. – 1971. – 285 с.
- Пупков Л. И. Смешанные конечные элементы в анализе напряженно-деформированного состояния пологих оболочек: диссертация... кандидата технических наук. Харьков, 1985. – 220 с.
- Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. СПб. : БХВ-Петербург, 2012. – 445 с.

#### **References (transliterated)**

- Kantor, B. Ya. "Raschet lopastey vysokonapornykh povorotnolopastnykh gidroturbin na mashine «Strela»." *Energomashinostroenie*. No. 2. 1963. 10–13. Print.
- Yavits, S. N. "Issledovanie chastotnykh kharakteristik lopastey rabochikh koles PL gidroturbin." *Energomashinostroenie*. No. 8. 1970. 25–28. Print.
- Shirokikh, A. Ya. "Issledovanie sobstvennykh chastot i form kolebaniy plastin i lopastey povorotno-lopastnykh gidroturbin v vozdukhe i vode." *Trudy TsKTI*. No. 223. 1986. Print.
- Edel<sup>T</sup>, Yu. U. and A. P. Stepanov "O vliyanii vody na chastotu kolebvniy lopastey i plastin" *Trudy LMZ*, *Gidroturbinostroeni*. No. 4. Mashgiz, 1957. 138–144. Print.
- Veremeenko, I. S., B. Ya. Kantor and I. S. Iosevich "Issledovanie sobstvennykh chastot lopastey rabochego kolesa PL-40 v vozdukhe i v vode." *Sbornik nauchnykh trudov KhGPU*. No. 7. Kharkov. 1999. Print.
- 6. Anosov, F. V., et. al. *Model'nye issledovaniya gidroturbin*. Mashinostroenie, 1971. Print.
- 7. Pupkov, L. I. Smeshannye konechnye elementy v analize napryazhennodeformirovannogo sostoyaniya pologikh obolochek. Dis...kan-t tehn.nauk. Kharkov, 1985. Print.
- Alyamovskiy, A. A. SolidWorks Simulation. Kak reshat' prakticheskie zadachi. SPb.: BKhV-Peterburg, 2012. Print.

Поступила (received) 08.11.2017

## Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження власних частот лопатей робочих коліс ПЛ-60 у повітрі та воді / О.В. Линник, О.В. Душин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегаті. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264). – С. 38-42. – Бібліогр. 8 назв. - ISSN 2411-3441.

Исследование собственных частот лопастей рабочих колес ПЛ-60 в воздухе и воде / А. В. Линник, А. В. Душин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегаті. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264). – С. 38-42. – Бібліогр. 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Study of natural blade frequencies of runners PL-60 in the air and in the water / O. V. Lynnyk, O. V. Dushin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 38-42 – Bibliogr.: 8. – ISSN 2411-3441.

## Відомості про авторів / Сведенья об авторах / About the Authors

*Линник Олександр Васильович* – ПАТ Турбоатом, головний конструктор гідротурбін СКБ ТГМ, м. Харків; тел.: (057) 349-20-61; е -mail lynnyk@turboatom.com.ua.

*Линник Александр Васильевич* – ПАО Турбоатом, главный конструктор гидротурбин СКБ ТГМ, г. Харьков; тел.: (057) 349-20-61; е -mail lynnyk@turboatom.com.ua.

*Lynnyk Oleksandr Vasylyovych* – PJSC Turboatom Chief Designer of Hydravlic Turbines, Special Design Engineering Departament THM, Kharkov; tel.: (057) 349-20-61; e -mail lynnyk@turboatom.com.ua.

*Душин Олексій Вікторович* – ПАТ Турбоатом, провідний інженер-конструктор відділу розрахунків на міцність СКБ ТГМ; м. Харків.

*Душин Алексей Викторович* – ПАО Турбоатом, ведущий инженер-конструктор отдела прочностных расчетов СКБ ТГМ; г. Харьков.

Dushin Oliksii Victorovich – PJSC Turboatom, Lead Design Engineer at strengths Analysis Design Office, Kharkov.

УДК 62.135

# В. Г. СОЛОДОВ, В. А. КОНЕВ

# СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦНД МОЩНОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ С УЧЕТОМ ПРОТЕЧЕК

Розглянуто основні результати чисельних досліджень проточної частини циліндра низького тиску (ЦНТ) турбіни К-1250-6,9/25 з покращеними відносно раніш дослідженого вихідного варіанту геометричними параметрами відсіку перших трьох ступенів. Дослідження проведені з урахуванням відбору пари, протікання через діафрагмові, надбандажні ущільнення та розвантажувальні отвори в дисках і підсосу вологоємної пари з периферійних міжвінцових зазорів останніх ступенів. Представлено деякі методичні аспекти та порівняльні результати чисельного експерименту.

Ключові слова: ЦНТ, проточна частина, чисельна модель, відбори, ущільнення

Рассмотрены основные результаты численных исследований проточной части цилиндра низкого давления (ЦНД) турбины К-1250-6,9/25 с улучшенными относительно ранее исследованного исходного варианта геометрическими параметрами отсека первых трех ступеней. Исследования проведены с учетом отборов пара, протечек через надбандажные и диафрагменные уплотнения, разгрузочные отверстия в дисках и отсоса влагоемкого пара из периферийных межвенцовых зазоров последних ступеней. Представлены некоторые методические аспекты и сравнительные результаты численного эксперимента.

Ключевые слова: ЦНД, проточная часть, численная модель, отборы, уплотнения

The results of computational and engineering developments and numerical studies of low pressure cylinder of five stages are represented, taking into account the steam extraction, leakages under the diaphragms, shroud seals and discharge openings in the disks of the turbine K-1250-6.9/25. All the computations were based on the model of one speed wet steam flow without droplets and super cooling was not taken into account. The sectorial approach was applied to description of the interaction of the inlet pipe, the group stages and exhaust hood. The stages were considered in steady state formulation. The initial data and boundary conditions were taken basing on thermal design of "TURBOATOM". Some methodological aspects and the directions of improving of studied facilities by numerical experiment by  $MTFS^{\text{@}}$  code are discussed.

Keywords LPC, flow path, numerical model, extraction, seals

Введение. Данная работа является развитием работ [1, 2] с использованием численного 3D эксперимента в процессе разработки проекта новой паровой турбины К-1250-6,9/25 с длиной рабочей лопатки последней ступени 1650 мм.

Цель работы – применение вычислительной модели проточной части ЦНД [1], включающей входной и выхлопной патрубки, и решений [2] для ступеней с вариантами надбандажных и диафрагменных уплотнений, промежуточными отборами пара, разгрузочными отверстиями в дисках рабочих колес и отсосов влагоемкого пара для определения, анализа и совершенствования аэродинамических и энергетических характеристик всей проточной части ЦНД.

Математическая 1. модель течения и постановка численного эксперимента. В численном эксперименте использован программный комплекс *MTFS*<sup>®</sup>oftware [3, 4], обеспечивающий интегрирование уравнений Навье-Стокса, осреднённых по Рейнольдсу-Фавру на основе неявной разностной TVD схемы конечных объёмов 2-го порядка точности и варианта алгоритма [4], обеспечивающего эффективное распараллеливание вычислительного процесса. подобласти Расчётные аппроксимировались неструктурированными гексагональными сетками. Твердые стенки предполагались адиабатическими с условием Турбулентные прилипания. эффекты описывались на основе SST модели Ментера [5]. Расчеты выполнены на основе табличной модели влажного пара и приближения равновесной конденсации.

Входной патрубок симметричен относительно продольной и поперечной вертикальных плоскостей. Его коллектор содержит внутренние элементы и два подвода в нижней половине. Подробное рассмотрение вариантов входного патрубка дано в [1]. С целью экономии вычислительных ресурсов использован секторный подход к осреднению [4] на интерфейсах пространства патрубка и каналов диафрагмы 1-й ступени. В вариантах расчетов на половине окружности подвода использовалось до трех секторов интерфейса (рис. 1, а). Каждому сектору соответствовала одна проточная часть ряда ступеней.

Обсуждение вариантов модели входного патрубка проводилось в [2] по параметрам: высота и конфигурация рассекателя, размер горла, ширина и осевая длина осерадиального канала, внутренние очертания коллектора и форма канала сопряжения подводящей трубы (ресивера) с коллектором. В данном исследовании за основу принят вариант входного патрубка М4 из работы [2]. В расчетах проточной части выполнялось осреднение параметров потока в зазоре вдоль окружности интерфейса между патрубком и входом в подключенную ступень. Исходя из малости окружных градиентов параметров на интерфейсе «ступень-патрубок», выбраны секторы осреднения интерфейса размером в 30°, 60°, 90° [2]. Также, учитывалось, что патрубок спроектирован с установкой разделительных стенок в плоскости симметрии.

На выходе из проточной части присутствовал вариант модели выхлопного патрубка без внутренних турбины элементов, спроектированный для К-1250-6,9/25 (рис. 1, в). Передача параметров OT ступени к патрубку происходила с осреднением по окружной координате, то есть окружная неравномерность от выхлопного патрубка не учитывалась В модели проточной части ЦНД. Результаты по выхлопному патрубку не приведены в связи с ограниченным объемом данной статьи.

ISSN 2411-3441 (print)



Рис. 1. – Проточная часть ЦНД паровой турбины К-1250-6,9/25: *а* – подвод, *б* – проточная часть, *в* – выхлопной патрубок

Мощности сеточного разбиения по элементам проточной части ЦНД в среднем составляли около 10 млн. ячеек в проточной части патрубков и до 30 млн. ячеек в ступенях отсека. В численной детально описаны основные молепи все параметры, геометрические определяющие характеристики проточной части пяти ступеней ЦНД, в том числе надбандажные и диафрагменные уплотнения, разгрузочные отверстия, отборы и отсосы пара.

Все каналы уплотнений в ступенях и междисковые разгрузочные отверстия моделировались в трехмерной постановке в рамках условий периодичности.

Стратегия численного эксперимента основывалась на опыте расчетных исследований двухступенчатых и трехступенчатых отсеков с паровпуском [2], двухступенчатых переходных отсеков с промежуточным отводом пара [6], выхлопных отсеков [7], а также основывалась на предварительном выборе вычислительной сетки для течения через одиночное уплотнение путем сравнения с известными экспериментальными данными.

Исследование проводилось для номинального режима работы ЦНД на основе данных теплового расчета. При этом на входных сечениях подводящих труб входного патрубка задавались полные параметры потока без завихренности и нулевая влажность. На выходе из выхлопного патрубка фиксировалось постоянное статическое давление.

2. Обсуждение результатов совершенствования проточной части ЦНД Исходный вариант ЦНД тихоходной паровой турбины К-1250-6,9/25 представлен на схеме проточной части (рис. 1). Основные данные исходной и исследуемой конструкции приведены в табл. 1,2, и в части первой, второй и третьей ступеней соответствуют исходному варианту облопачивания входного отсека [2].

**2.1 Методика обработки полей** газодинамических величин. В табл. 3 приведены некоторые интегральные массовые и энергетические характеристики элементов которые проточной части, вычислялись в характерных сечениях: на входе в патрубок, по кромкам сопловых и рабочих лопаток. Осреднение параметров в этих сечениях выполнялось по методике [8]. Интегральные внутренние потери полного давления и кинетической энергии (КЭ) на участках между сечениями определялись по общепринятым формулам [8]. Для каналов сопел и рабочих венцов потери КЭ вычислялись по 2 - 3сечениям на расстоянии диаметров входных/выходных кромок и таким образом не учитывали потери КЭ в надбандажных и диафрагменных протечках, а также полные потери вследствие отборов и отсосов пара. Внутренний КПД ступени [7] определялся через внутреннюю мощность ступени, расход через ступень и разность энтальпий, которая вычислялась по полной энтальпии потока в сечении перед сопловым аппаратом ступени и адиабатическому значению энтальпии в сечении за ступенью. Внутренняя мощность ступени вычислялась через осевой момент на рабочем венце и угловую скорость вращения ротора. Таким образом, внутренний КПД ступени учитывал межвенцовые отборы и отсосы, перетекания в надбандажных и диафрагменных протечках.

**2.2** Анализ аэродинамических характеристик отсека ступеней. В работе проводится анализ и сравнение характеристик течений через ступени в рамках трехступенчатых отсеков [2] и течения в исходном [1] и исследуемом в данной работе варианте ЦНД.

Отличия в геометрии трехступенчатых отсеков, как видно из табл. 1, 2, заключались в применении разных уплотнений для 1-й и 2-й ступеней, конструкции выходной части входного патрубка (ВХП) и некоторых изменений в облопачивании первых трех ступеней. В частности, уменьшились углы выхода потока из сопел № 1, 2, увеличился угол выхода потока из сопла №3. Также уменьшились углы выхода потока из ступеней № 1–3. В целом, ступень № 3 подверглась небольшим изменениям. Те же отличия сохранены и в вариантах геометрии ЦНД, однако условия работы ступеней № 1–3 в составе ЦНД отличались от условий работы в составе трехступенчатого отсека.

Общая характеристика течения в ЦНД. Течение в ступенях ЦНД в целом соответствует данным теплового расчета по зазорам в среднем сечении и течению в ступенях исходного ЦНД. Температура пара к выходу из патрубка снижается от 430 К до 295 К, за кромками рабочей лопатки (РЛ) № 5 и в струе над бандажом – до 290 К; влажность, отсутствующая на входе в ЦНД, появляется уже за сопловым аппаратом № 1, на выходе ступени № 3 достигает 7 % в ядре потока, в зазоре и на выходе из 5-й ступени – 15–16 %, при этом корневые пояса имеют пониженную влажность из-за протечек в уплотнениях (рис. 2). Первые три ступени ЦНД работают в дозвуковом режиме, максимальное число Маха 0,95 достигается локально в корневой зоне межвенцового зазора 3-ей ступени.

Паталата	05			№ ступен	ни	
параметры	Ооозначение	1	2	3	4	5
Высота сопла, мм	Lc	225/255	335/360	521/548	829	1523
Корневой диаметр сопловой решетки, мм	<i>D</i> с.к	3052	3040	3020	2980	2930
Углы выхода потока из сопла, град	4a1cp	14,3/12,25	14,6/14,3	13,8/14,8	16,1	16,3
Количество сопловых лопаток, шт.	Zc	142	142	142	68	66
Количество рабочих лопаток, шт.	Ζл	220	170	100	108	112
Длина рабочих лопаток, мм	$L_{\pi}$	238/262	394/411	590	910	1650
Корневой диаметр рабочей решетки, мм	$D_{{\scriptscriptstyle {\rm J}}{\scriptscriptstyle {\rm K}}}$	3046	3030	3005	2970	2900
Веерность рабочих лопаток	$D_{\pi}/L_{\pi}$	13,8/12,6	8,69/8,37	6,09	4,26	2,76
Угол корневого меридиональн.раскрытия, град	<i>ү</i> л.к	0	0	0	0	0
Угол периферийного раскрытия, град	<b>γ</b> л.п	0	15	0	0	0
Периферийная перекрыша (радиальная), мм	Ππ	10	32,5	61,5	87	109
Углы выхода потока из ступени, град	β <sub>2cp</sub>	20,7/18,6	19,0/18,0	18,2/17,3	19,7	31,4
Уплотнение надбандажное	-	лаб	биринтное п	рямоточное/	многодросс	ельное
Радиальный зазор, мм	dr	3/1	3,5/1	4	5,5	9,25
Количество гребней на статоре, шт	Ζ	7/9	8/9	2+3	4	-
Уплотнение диафрагменное	_			ступенчатое		

Таблица 1 – Геометрические характеристики ступеней исходного [1]/исследуемого ЦНД

Таблица 2 – Некоторые геометрические характеристики исходного[1]/исследуемого входного патрубка

Полуширина радиального канала ВХП	a <sub>p</sub>	ММ	510/402
Полуширина горла радиального канала	a	ММ	200/272
Диаметр входного сечения радиального канала ВХП	Dp	ММ	4660
Диаметр горлового сечения радиального канала ВХП	Da	ММ	3582,7/3642,7

На периферийную зону проточной части ЦНД оказывают влияние надбандажные протечки и отборы. За РЛ №1 протечка прилегает к обечайке статора провоцирует отрыв, И который присоединяется на обечайке ближе к горлу СА № 2. За РЛ № 2 взаимодействие протечки (5,93 кг/сек) и основного потока обеспечивает прилегание потока и сток в отбор, которого, однако, не хватает для заполнения щели отбора (17,68 кг/сек) и, кроме того, верхний пояс СА № 3 оказывается незаполненным. Незаполненность отборной щели расходом (рис. 4, 5) перед СА № 5 и раскрытие проточной части на данном режиме приводят к обтеканию СА № 5 в верхних поясах на нерасчетных углах (рис. 4), вблизи

входных кромок возникает противоток. По этой причине зона отбора за РЛ № 4 требует совершенствования.

Влажность за РЛ 4-й ступени достигает 10 %, в корневой части зазора между СА № 5 и РЛ № 5 и за выходными кромками РЛ № 5 локально достигает 17 %. При этом температура снижается в соответствии с таблицами водяного пара.

В выхлопном патрубке обечайка диффузора обтекается безотрывно по всей длине за счет высокоскоростной закрученной струи надбандажной протечки при максимальном числе Маха – 2, 2, и в связи со специальным профилированием контура диффузора.



0.91

Рис. 4 – Поля относительного числа Маха на среднеканальной поверхности исходного ЦНД и расходы

0.1

Расходы в ЦНД: исходный модернизированный

265.9 268.1

0.9 0.92

4 1



Рис. 5 – Поля относительного числа Маха на среднеканальной поверхности модифицированного ЦНД

Сопоставление результатов по структуре течения и потерям КЭ показывают близкие значения, как для случая трехступенчатого отсека [2], так и ЦНД в целом [1]. Для трехступенчатого отсека [2] наблюдаются отличия в сравнении с ЦНД по расходам в сечениях диафрагменных протечек, что связано с неадекватным моделированием противодавления за третьей ступенью трехступенчатого отсека, а также отсутствием в нем третьего разгрузочного отверстия. Расходы через надбандажные протечки первых двух рабочих венцов практически совпадают с таковыми для трехступенчатого отсека с соответствующими уплотнениями.

Расходные характеристики в усовершенствованной проточной части ЦНД снижены в среднем на 1 % (рис. 4) (при сохранении теплоперепада на ЦНД), предположительно из-за уменьшенных углов

выхода в соплах № 1-2 и изменения облопачивания в целом.

Судя по структуре потока, РЛ № 4 нуждается в доработке. След за проволокой РЛ № 4 заметно выделяется, прежде всего, из-за аэродинамически несовершенного профиля лопатки в этом поясе; при удалении проволоки (рис. 3, 5) ширина слела уменьшается. Для РЛ № 5 утолщение профиля выполнено более совершенно и след за проволокой практически не виден. Последнее подтверждается и предыдущими исследованиями авторов [7]. В исходном ЦНД рабочие лопатки №№ 1-5 во входной части среднего пояса обтекаются под нерасчетными углами. Усовершенствованное облопачивание ступеней № 1-3 снижает этот эффект, однако ступени № 4-5 нуждаются в корректировке. Поля влажности (рис. 2) незначительно различаются в 1-й – 3-й ступенях и на входе в СА № 4.



Рис. 6 – Линии уровня относительного числа Маха в надбандажном уплотнении для РК1–РК3 в исходном и модифицированном исполнении ЦНД

# Hydraulic machines and hydraulic units

Параметры	Вход	CA1	РК1	ст1	A2	РК2	ст2	CA3	RK3	ст3	CA4	RK4	ст4	CA5	RK5	ст5
КПД по моменту	_	_	<u>0,915</u> 0,939	Ι	_	<u>0,932</u> 0,931	Ι	_	<u>0,911</u> 0,904	_	_	<u>0,862</u> 0,877	Ι	_	<u>0,754</u> 0,759	-
Интегральные потери ступени, %	_	_	-	<u>5,6</u> 5,2	_	_	<u>5,8</u> 4,6	_	_	<u>7,0</u> 5,2	_	-	<u>8,0</u> 7,98	_	Ι	<u>7.6</u> 7,3
Момент РК, Нм	_	_	<u>620,1</u> 721,1	_	_	<u>866,6</u> 927,8	_	_	<u>1692,8</u> 1466,5	_	_	<u>1585,2</u> 1585,5	-	_	<u>2054,3</u> 2000,9	_
Расход, кг/с	<u>272,4</u> 269,1	<u>272,3</u> 269,1	<u>265,9</u> 268,1	_	<u>271,4</u> 268,3	<u>264,2</u> 265,8	_	<u>254,0</u> 251,0	<u>250,1</u> 246,6	_	<u>254,5</u> 251,4	<u>242,1</u> 239,1	_	<u>236,7</u> 233,1	<u>225,1</u> 221,2	_

Таблица 3 – Энергетические характеристики ступеней исходного/модифицированного ЦНД



Рис. 7 – Потери кинетической энергии на каналах ступеней ЦНД

В табл. 3 и на рис. 7 даны энергетические характеристики каналов и ступеней: интегральные потери КЭ канала, отнесенные к располагаемому перепаду на канал, потери ступени, отнесенные к перепаду на ступень, моменты на рабочих венцах и внутренние КПД ступеней, вычисленные по моментам на рабочих лопатках. Потери КЭ на сопловых каналах даны без учета межвенцовых зазоров (по кромкам). Следует отметить снижение потерь кинетической энергии практически на всех каналах ЦНД, кроме ступени № 4. Моментные характеристики на ступенях повысились за исключением 5-й ступени, на которой падение 2.5 %. Структура составляет течения в разношаговых надбандажных уплотнениях (рис. 6) указывает на их преимущества перед рядовыми уплотнениями, что проявляется в существенном снижении расхода и малой зависимости от смещения.

Заключение Представлена вычислительная модель варианта проточной части цилиндра низкого давления турбины К-1250-6,9/25 на влажном паре с табличными свойствами при использовании равновесной модели течения без учета переохлаждения, движения капель и пленочной влаги. Модель включает входной и выхлопной патрубки, и ступени с вариантами диафрагменных и уплотнений, надбандажных промежуточными отборами пара, разгрузочными отверстиями в дисках рабочих колес. Формирование требований к математическим моделям и проведению численных исследований с учетом реальных граничных условий выполнено путем предварительного проведения комплекса верификационных численных расчетов [1, 5, 6].

Подход к разработке модели может применяться для исследования аэродинамики проточной части цилиндров высокого, среднего и низкого давления паровых турбин различной мощности.

Обсуждаются результаты численного эксперимента по совершенствованию аэродинамических и энергетических характеристик исходного варианта проточной части цилиндра низкого давления турбины К-1250-6,9/25.

Исследования ступеней №1-3 в составе ЦНД показывают эффективность реализованных мероприятий по модернизации сопловых и рабочих решеток. Усовершенствование сопряжения сопловых и рабочих решеток в ступенях ЦНД и их корректировка с учетом изменения располагаемых теплоперепадов позволили снизить коэффициент потерь КЭ 1-й ступени на 6,8 %, 2-й – на 20,7 %, 3-й ступени на 25,7 %.

Опыт расчетных исследований [1, 2, 6] показывает, что вариантные расчеты отсека и ЦНД в целом на фиксированном по расходу режиме можно проводить при замене входного патрубка граничным условием в виде распределения расхода по радиусу в осесимметричной постановке. При использовании модели ЦНД для режимных расчетов с неизменным входным патрубком целесообразно ограничиваться областью входного патрубка от горла подвода.

#### Список литературы

- 1. Солодов В. Г. Численная модель проточной части ЦНД мощной паровой турбины с учетом протечек/ В. Г. Солодов, В. Л. Швецов, В. А. Конев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 8. С. 6–12.
- Солодов В. Г. Исследование аэродинамических и энергетических характеристик отсека ступеней с патрубком паровпуска ЦНД мощной паровой турбины с учётом протечек / В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов, В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, В. А. Конев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ». – 2016. – № 8. – С. 6–15.
- Сертификат гос. регистрации авторских прав № 5921 Украины. Научно-прикладной программный комплекс MTFS<sup>®</sup> для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы / В. Г Солодов, Ю. В. Стародубцев // Украинское Государственное Агентство по авторским и смежным правам. – № 5921; заявл. 24.05.2002; опубл. 17.07.2002.
- Солодов В. Г. Опыт трехмерного моделирования сжимаемых вязких турбулентных течений в турбомашинах / В. Г Солодов, Ю. В. Стародубцев // В кн: Аэрогидродинамика: Проблемы и перспективы. – Харьков : Нац. Аэрокосм. Ун-тет «ХАИ», 2004. – С. 134–157.
- Солодов В. Г. Моделирование турбулентных течений: расчет больших вихрей / В. Г. Солодов. – Харьков : ХНАДУ, 2011. – 168 с.
- Шубенко А. Л. Совершенствование термо-газодинамических характеристик проточных частей мощных паровых турбин / А. Л. Шубенко, В. Л. Швецов, В. Н. Голощапов, В. Г. Солодов, С. В. Алехина. – Харьков : Цифрова друкарня № 1, 2013. – 172 с.
- Швецов В. Л. Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД в диапазоне режимов / В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт,

математические Разработанные модели и методические аспекты численных исследований указывают на возможность постановки численного эксперимента по определению И совершенствованию газодинамических И энергетических характеристик проточной части цилиндра паровой турбины.

Объем и детальность полученных результатов обеспечивают возможность разработки эффективных конструктивно-технологичных решений для создания новых и модернизации существующих ЦНД на современном уровне.

Аэродинамические энергетические И характеристики 4-й и 5-й ступеней, полученные в настоящей работе, подтверждают выводы [1] о том, что ступени нуждаются в корректировке. В эффективным методом частности, улучшения аэродинамических характеристик ступеней является применение саблевидных сопловых лопаток в направляющих аппаратах. Для последней ступени это направление является особо важным в связи с улучшением распределений параметров перед РК, которые влияют на снижение эрозионной нагрузки и мощности торможения рабочего колеса, выходной потери. При этом расчеты, выполненные без учета влияния выхлопного тракта, не позволяют корректно оптимизировать последнюю ступень. Поэтому реальные характеристики ступени и выхлопного тракта возможно определять в процессе проведения численных 3D исследований последней ступени совместно с выхлопным трактом.

В. А. Конев, В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – С. 5–13.

 Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / под ред. В. А Черникова. – Ленинград : Машиностроение, ЛО, 1980. – 263 с.

#### References

- Solodov, V. G., V. L. Shvetsov and V. A. Konev "Chislennaya model protochnoy chasti TsND moschnoy parovoy turbinyi s uchetom protechek" *Bulletin of NTU "KhPI"*. Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 8. Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. 6–12. Print.
- Solodov, V. G., et al. "Investigation of aerodynamic and energy characteristics of L.P.C. compartment of stages with inlet pipe and leak system for powerful steam turbine unit". *Bulletin of NTU* "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 8. Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 6–15. Print.
- Solodov, V. G., and Yu. V. Starodubtsev Scientific Application Program Complex MTFS® for Calculation of 3D Viscous Turbulent Flows of Liquids and Gases in the Regions of Arbitrary Form Sertifikat Gos. Registr. Avtorskikh Prav," UGAASP, No. 5921, 2002. Print.
- Solodov, V. G. and Starodubtsev, Yu. V., "The experience of 3D modeling of compressible viscous turbulent flows in turbomachinery". In book: Aerodynamics: Problems and Perspectives, National Aerospace University "KhAI", Kharkov. 2004. 134–157. Print.
- 5. Solodov, V.G. *Turbulent flow modeling. Large eddy simulation* Kharkov: Publishing house KhNAHU, 2011. Print.
- 6. Shubenko, A.L., et al. An improvement of thermo and gas dynamic characteristics of flow path of power steam turbine units. Kharkov: Cifrova Drukarnia No 1, 2013. Print.
- 7. Shvetsov, V. L., et al. "Studying Aerodynamic and Energetic Characteristics of the Exhaust Section of LPC", *Bulletin of NTU*

"KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. No. 16. 5–13. Print.

8. Chernikov, V. A. Aerodynamic Characteristics of Heat Turbine Stages Heat Turbine Stages. Leningrad: Mashinostroenie, 1980. Print.

Поступила (received) 30.10.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Удосконалення проточної частини ЦНД потужної парової турбіни з урахуванням протікання / В. Г. Солодов, В. А. Конев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 43–50. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Совершенствование проточной части ЦНД мощной паровой турбины с учетом протечек / В. Г. Солодов, В. А. Конев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 43–50. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Improvement of the L.P.C. flow path of powerful steam turbine unit with the account of leaks / V. G. Solodov, V. Konev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 43–50. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2411-3441.

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

*Солодов Валерій Григорович* – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини» м. Харків; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: solodov.v@gmail.com.

*Солодов Валерий Григорьевич* – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: solodov.v@gmail.com.

*Solodov Valeriy Grigorievich* – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: solodov.v@gmail.com.

*Конев Владимир Афанасьевич* – ПАО «Турбоатом», начальник сектора, г. Харьков; e-mail: v.konev.1402@gmail.com

*Конев Володимир Опасасович* – ПАТ «Турбоатом», начальник сектору, м. Харків; e-mail: v.konev.1402@gmail.com

*Koniev Vladimir Afanasievich* – PJSC «Turboatom», Head of the sector, Kharkov, e-mail: v.konev.1402@gmail.com

## UDC 532.5:621.65.01

# A. L. SHUDRYK, E. S. KOVAL, A. V. DOROSHENKO

# TO THE QUESTION OF INCREASING THE PILOT PERFORMANCE OF THE STAGE OF THE SUBMERSIBLE CENTRIFUGAL PUMP AT THE PRODUCTION OF OIL AND GAS PRODUCTION

Проведено огляд існуючих конструкцій ступенів заглибних відцентрових насосів, досліджень і способів підвищення їх наполегливості. Описано основні причини втрат енергії в проточних частинах насосів типу ЕЦН. Проведено чисельне моделювання течії ГЖС. Визначено шляхи підвищення напористості. Отримано значення напору в рухомих і нерухомих елементах проточної частини. Запропоновано модифіковану проточна частина, що дозволяє знизити гідравлічні втрати і підвищити напористість всій ступені в цілому.

Ключові слова: ступінь, проточна частина, газорідинна суміш, гідравлічні втрати, напір, характеристики, розподіл тиску.

Проведен обзор существующих конструкций ступеней погружных центробежных насосов, исследований и способов повышения их напористости. Описаны основные причины потерь энергии в проточных частях насосов типа ЭЦН. Проведено численное моделирование течения ГЖС. Определены пути повышения напористости. Получены значения напора в подвижных и неподвижных элементах проточной части. Предложена модифицированная проточная часть, позволяющая снизить гидравлические потери и повысить напористость всей ступени в целом.

Ключевые слова: ступень, проточная часть, газожидкостная смесь, гидравлические потери, напор, характеристики, распределение давления.

A review of existing designs of stages of submersible centrifugal pumps, research and ways to increase of head. The main causes of energy losses in the flow parts of pumps of the ESP type are described. A numerical model for simulating multiphase flows has been determined. Numerical simulation of the flow of GLM is carried out. The ways of increasing the assertiveness are determined. The values of the head in the moving and stationary elements of the flow part are obtained. headlosses in submersible centrifugal pumps are analyzed. A modified flow part is proposed, which allows to reduce hydraulic losses and increase the power of the entire stage as a whole. The calculation of the modified step is carried out. The flow of the gasliquid mixture in the modified stage is visualized. The pressure and energy characteristics of the new stage are obtained. The distribution of static pressure along the blade is shown for different gas contents.

Keywords: stage, flowing part, gas-liquid mixture, hydraulic losses, head, characteristics, distribution of pressure.

**Introduction.** One of the main means of mechanized oil production are installations with submersible electric multi-stage centrifugal pumps (ESP). Submersible electric centrifugal pumps by design and principle of operation do not differ from superficial pumps. However, the restrictions on the overall diametrical dimensions of the oil wells (146, 168 mm) where the pump is installed determine the specific design of the ESP and the working process in the flowing part of the pump [1]. The head of one stage of the centrifugal pump is approximately 4–6 m. Therefore, in uplift of oil and provide the necessary head (pressure), the number of stages in the ESP reaches 200–500 units.

Another feature that significantly affects the performance of ESP is the composition and parameters of the pumping oil products. In the actual conditions of operation of the ESP, the product of the pump is a mixture of reservoir oil, water and gas - the gas-liquid mixture (GLM). The presence of free gas at the inlet to the pump increases the volume of the mixture that passes through the first working stages of the pump. Part of the energy supplied to the pump shaft is expended on compressing the gas bubbles. Also, due to the presence of free gas in the liquid, in the cavities of the impellers and guiding devices, gas caverns are formed which do not participate in the energy transfer flow of the pump with the pumped liquid. Therefore, the process of flow past the blades worsens. All this leads to degradation of pump performance. Muraviev I. M., Mishchenko I. T., Lyapkov P. D., Minigazimov M. G., Drozdov A. N., Igrevsky V. I. and others engaged in the problems of the harmful effect of free gas in oil products on the performance characteristics of the pump. A large amount of experimental research was

carried out by Borets Ltd, where new designs of ESP stages, as well as pre-wired devices, were proposed. Also experimental work is conducted at Sumy State University [2]. Recently, publications of a number of computational papers devoted to the numerical modeling of GLM in the channels of centrifugal pumps have appeared. These are the works of Cirilo R., Sachdeva R., Minemura K., Sun D. Mikhailov V. G. and Petrov P. V., Sapozhnikov S. V. [3].

It should be noted that the determining factor in the issue of the effect of gas on the operation of the pump is the gas content  $\beta_{in}$  (the ratio of gas flow to the mixture flow rate) at the pump intake.

With a high gas content at the pump inlet of more than 35 %, to reduce the harmful effect of gas on the submersible pump, the installation of gas separators, dispersants, and pre-activated multiphase pumps is used. Installation of gas separators and gas separatorsdispersants, allows to divert a part of the gas entering the pump (or from the pump) into the space. However, these devices have their limitations in the application. So gas separators cannot be used in wells equipped with a packer; and gas separators-dispersants when pumping out liquids with a large number of surfactants [4]. Basically of the design of multiphase pumps (MFP) [5], an axial-type stage is adopted, which allows the maximum gas concentration at the pump inlet to be 75 %.

For oil wells with a low gas content of up to  $200 \text{ m}^3/\text{m}^3$ , when the gas content at the pump intake can be ensured up to 25 % by choosing the depth of the pump installation in the well, the use of gas separators and MFP is not economically feasible. For these conditions, the efficiency of the operation of the ESP is advisable to be achieved by increasing the centrifugal stage speed and

© A. L. Shudryk, E. S. Koval, A. V. Doroshenko, 2017

conical assembly of the stages in the pump. In the conical assembly, the principle of the pump arrangement is used in stages of different types with different nominal feed rates, which disperses and partially compresses the GLM.

In this paper, we consider the increase in the assertiveness of the stage of normal high-speed by modifying the flow-through part of the pump ESPT5-80 in the presence of gas in the range of 10-25 %.

**Information review.** One of the first works to improve the design of the centrifugal stages of the ESP are the works of Bogdanov A. A. [5] and Vasilyev V. M. [6]. In these studies, experimental studies of new designs of ESP stages were carried out. Considered the using of vortex impellers, the bevel of the output edge of the impeller, the turning of the rear disc, the inclination of the impeller blades at the exit, the extension of the guide vane blades in the axial direction, and the extension of the blades of the impellers.

In the future, there are works on the use of new stage designs for oil production in complicated conditions. For example, in work [7] a combination of centrifugal and vortex stage elements is used in one product. The impeller is obtained by adding a vortex crown to the centrifugal structure. The vortex crown is located on the master disk. The guide device has a design close to the centrifugal. The geometric dimensions of the flow parts of the stage are optimized taking into account the effect of the vortex crown on the flow of the liquid. Patents were obtained for this design of the stages.

A variant of the construction of stage [8] was also proposed, where protrusions oriented in the radial direction performing the function of additional impeller blades are made on the upper surface of the driving disk of the impeller. This degree makes it possible to increase the pressure by creating additional energy by the vortex crown formed by the speeches on the covering disk.

According to the results of the information survey, it is proposed to change the meridian section of the impeller [9]. A stage with an S-shaped shape of the flow part of the impeller was designed to exclude the sharp turn zone between the exit from the impeller and the entrance to the guide vane. This reduces hydraulic losses and increases the pressure at the exit from the stage. To confirm the effectiveness of the adopted shape of the flow part, it is proposed to perform numerical simulation of the flow for two variants of the pump stage for a homogeneous liquid phase and for a gas-liquid mixture.

Formulation of the problem. Let's consider two variants of execution of a stage of pump ESPT5-80. The construction is shown in fig. 1, a, b.

Variant 1 – the basic stage of ESPT5-80 [9] (Fig. 1, a).

Variant 2 – modification of stage ESPT5-80-I with S-shaped meridional section (Fig. 1, b). A patent was obtained for this stage design [10].



Fig. 1 – Basic (*a*) and modified (*b*) stages of the pump ECND5-80: 1 – impeller; 2 – guide vane

At the first stage, a numerical experiment was carried out, where the working medium was water. This is necessary to compare the integral characteristics of the base and modified stages. In the future, the pumped medium was taken by GLM.

120

a

To carry out a numerical study, a mathematical model (MM) of the turbulent flow of a two-phase fluidgas flow in the formulation of Euler was chosen. Phases are considered as interpenetrating media: a continuous liquid phase and a dispersed gas phase [11, 12].

The basic equations of MM have the form: continuity equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\beta \rho u_i)_k = 0$$

RANS equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_{j}} \left(\beta \rho u_{i} u_{j}\right)_{k} = -\beta \frac{\partial p}{\partial x_{i}} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[ \beta \mu \left( \frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_{l}}{\partial x_{l}} \right) \right]_{k} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left( -\rho u_{i} u_{j} \right)_{k} \pm M_{k} + F_{\omega},$$

where *u* is the average speed; *u'* is the turbulence rate;  $\rho$  is the density; *p* is the pressure; *M<sub>k</sub>* is the transmission of interphase pulse (gas-liquid) per unit volume;  $\mu$  is the

dynamic viscosity;  $F_{\omega}$  is the action of centrifugal and Coriolis forces;  $\delta_{ij}$  is the Kronecker function.

According to this model, the equations are written for each phase k (k = 1, g) and solved jointly. The phases are interconnected by the interphase momentum transfer.

Numerical implementation was carried out with the help of OpenFOAM open integrable platform [13].

#### Analysis of simulation results.

1. Results of numerical simulation for a single-phase medium (water).

In fig. 2. The pressure and energy characteristics of the two stage variants under study (the basic Borets Ltd and the modified one) for single-phase liquid (water) are presented.



Fig. 2 - Comparison of the characteristics of the basic and modified stages:

a - pressure characteristic; b - energy characteristic

Now let us consider the element pressure created by the pump stage of ESPT5-80, namely, the impeller and the

losses in the immobile areas of the flow section for ESPT5-80 (Table 1) and ESPT5-80-I (Table 2).

Table 1 - The values of the	created head and los	sees in the stationary	narts of the stage	(basic variant)
1 able 1 - 1 he values of the	cicalcu neau anu ios	sses in the stationary	parts of the stage	(Dasie variant)

Q, m <sup>3</sup> /day	Н, т	$H_r, m$	$H_t, m$	$H_g, m$	$H_{\Sigma}, m$
60	4,784	6,93	-0,618	-1,528	-2,146
80	4,547	6,154	-0,441	-1,166	-1,607
100	4,056	5,453	-1,01	-0,387	-1,397

Q, m <sup>3</sup> /day	Н, т	Hr, m	$H_t, m$	$H_g, m$	$H_{\Sigma}, m$
60	6,277	6,7	0	-0,423	-0,423
80	5,653	6,5	0	-0,847	-0,847
100	4,578	5,338	0	-0,76	-0,76

Table 2 - The values of the created head and losses in the stationary parts of the stage (new variant)

So, based on the obtained values, in the modified stage it is possible to get rid of the zone of sharp rotation after the liquid exit from the impeller, which positively influences the change in losses in the guiding apparatus itself.

2. Results of numerical simulation for a gas-liquid mixture (10 % gas volume flow).

A comparison of the flow structure for the two variants of the flow section for the optimum mode is shown in fig. 4.

Analysis of the flow structure showed practically no mutual influence of moving and rotating regions on each other (fig. 4, b), as in the usual stage (fig. 4, a). It is possible to pump the GLM with a large content of free gas.

In fig. 3 are graphs of the distribution of static pressure along the blade for the basic stage variant when

working on water (1), on GLS (2), and modified for GLS (3). The value of the input gas content in the calculations was assumed to be  $\beta_{in} = 10$  %.







Fig. 4 – Structure of the GLM flow in the ESPT5-80 stage with  $\beta_{in} = 10$  %: *a* – the stage of "Borets" Ltd [8]; *b* – modified stage [9]

**Conclusions.** In view of the complex nature of the flow in the pump stage of the ESP and its low head, it becomes necessary to increase it. A review of the studies was carried out, which suggested ways to solve this.

The authors of this article considered the options for reducing hydraulic losses and proposed the following option: the most rational is the change in the meridian section of the impeller and the direct entry of the outlet to the entrance to the guiding apparatus (fig. 2) [10]. Thus, it is possible to remove the sharp turning zone, which not only eliminates losses in this element of the flowing part, but also reduces them in the guide apparatus. In this regard, there is an opportunity to increase the intensity of the stage as a whole, which positively affects the pumping of the GLC, which is the product of any oil well.

## Список литературы

- 1. Агеев Ш. Р. Российские установки лопастных насосов для добычи нефти и их применение. Энциклопедический справочник. / Ш. Р. Агеев, Е. Е. Григорян, Г. П. Макиенко. Пермь: ООО «Пресс-Мастер», 2007. 645 с.
- Найда М. В. Аномалії, які виникають при перекачуванні водоповітряної суміші відцентровим насосом / М. В. Найда, Ю. Я. Ткачук // Вісник СумДУ. Серія «Технічні науки». Суми: СумДУ, 2013. – № 4. – С. 63–69.
- Сапожніков С. В. Врахування газової складової середовища, що перекачується, при визначенні конструкції та робочої характеристики динамічного насоса : автореф. дис. кан-та техн. наук : 05.05.17 / С. В. Сапожніков; Сумський Державний Університет. – Суми, 2002. – 18 с.
- Пещеренко М. П. Повышение эффективности эксплуатации УЭЦН путем применения мультифазных насосов / М. П. Пещеренко, О. М. Прельеман, А. И. Рабинович, А. Л. Каплан // Бурение и нефть. – Москва: Бурнефть, 2014. – № 04. – С. 56–60.
- Богданов А. А. Погружные центробежные электронасосы для добычи нефти (расчет и конструкция) / А. А. Богданов. – М. : Недра, 1968. – 271 с.
- Васильев В. М. Совершенствование погружных нефтяных центробежных насосов : дисс. кан-та техн. наук : 05.04.03 / В. М. Васильев; Московский ордена трудового красного знамени институт химического машиностроения. – Москва, 1984. – 163 с.
- Агеев Ш. Р. Надежные центробежные установки с малой подачей для добычи нефти в осложненных условиях / Ш. Р. Агеев, П. Б. Куприн, В. Н. Маслов [и др.] – Москва: ОКБ КОННАС, 2005. – 98 с.
- 8. Шерстюк А. Н. Ступень погружного многоступенчатого центробежного насоса / А. Н. Шерстюк, С. М. Мешалкин, С.В.

Петрова, Т.А. Ермолаева, Ю.Н. Анникова, Я.В. Матевеенко // Патент РФ на изобретение № 2269032. – опубл. 27.01.2006.

- Каталог продукции. ООО Производственная компания «Борец». – М., 2014, – 495 с.
- Шевченко Н. Г. Ступінь заглибного насоса / Н. Г. Шевченко, В. Е. Дранковський, О. Л. Шудрик, К. С. Резва // Патент України на корисну модель № 117755. – опубл. 10.07.2017.
- 11. Muller T. Numerical 3D RANS simulation of gas-liquid flow in centrifugal pump with an Euler-Euler two-phase model and a dispersed phase distribution / T. Muller, P. Limbach, R. Skoda // Proceedings of 11<sup>th</sup> European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC11, March 23 - 27, 2015, Madrid, Spain.
- Шевченко Н. Г. Исследование течения газожидкостной смеси в проточной части ступени погружного насоса для добычи нефти / Н. Г. Шевченко, А. Л. Шудрик, Е. Ю. Бондаренко // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – № 22(1244). – Р. 31–37.
- Shudryk A. L. Using Open SOFTWARE Application Packages for of viscous incompressible fluid / A. L. Shudryk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 20(1192). – P. 53–57.

#### **References (transliterated)**

- Ageev, Sh. R., E. E. Grigorjan and G. P. Makienko. *Rossijskie* ustanovki lopastnyh nasosov dlja dobychi nefti i ih primenenie. Perm: Press-Master, 2007. Print.
- Nayda, M. V. and Yu. Ya. Tkachuk "Anomaliyi, yaki vinikayut pry perekachuvanni vodopovitryanoyi sumishi vidtsentrovym nasosom" *Visnyk SumDU. Ser. Tekhnichni nauky.* No. 4. Sumy: SumDU, 2013. 63–69. Print.
- Sapozhnikov, S. V. Vrahuvannya gazovoyi skladovoyi seredovischa, scho perekachuyrtsia, pri viznachenni konstruktsiyi ta robochoyi harakteristiki dinamichnogo nasosa. Avtoref. dys. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. nauk. Sumy, 2002. Print.
- Peshcherenko, M. P., O. M. Perelman, A. I. Rabinovich and A. L. Kaplan "Povyishenie effektivnosti ekspluatatsii UETsN putem primeneniya multifaznyikh nasosov" Bureniye i neft. No. 04. Moscow: Burneft, 2014. 56–60. Print.
- Bogdanov, A. A. Pogruzhnye centrobezhnye jelektronasosy dlja dobychi nefti (raschet i konstrukcija). Moscow : Nedra, 1968. Print.
- Vasilyev, V. M. Sovershenstvovanie pogruzhnyih neftyanyih tsentrobezhnyih nasosov. Dis. na soiskaniyt nauch. stepeni kand. tekhn. nauk. Moscow, 1984. Print.
- Ageev, Sh. R. et. al. Nadezhnyie tsentrobezhnyie ustanovki s maloy podachey dlya dobyichi nefti v oslozhnennyih usloviyah. Moscow: OKB KONNAS, 2005. Print.
- Sherstiuk, A. N, et. al. Stupen pogruzhnogo mnogostupenchatogo tsentrobezhnogo nasosa RF Patent №. 2269032. 27 January 2006. Print.
- Katalog produkcii. OOO Proizvodstvennaja kompanija "Boretc". Moscow, 2014. Print.

- Shevchenko, N. G., et. al. Stupin zaglybnogo nasosa Ukraine Patent na korysnu model' № 117755. 10 July 2017. Print.
- 11. Muller, T., P. Limbach and R. Skoda "Numerical 3D RANS simulation of gas-liquid flow in a centrifugal pump with an Euler-Euler two-phase model and a dispersed phase distribution" *Proceedings of 11thEuropean Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC*, March 2015, Madrid, Spain. 23– 27. Print.
- 12. Shevchenko, N. G., A. L. Shudryk and E. Yu. Bondarenko "Issledovanie techeniya gazozhidkostnoy smesi v protochnoy chasti

stupeni pogruzhnogo nasosa dlya dobyichi nefti" Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydrounits. No. 22(1244). Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. 31–37. Print.

 Shudryk, A. L. "Using Open Software Application Packages for of viscous incompressible fluid" *Bulletin of NTU "KhPI"*. Ser.: *Hydraulic machines and hydrounits*. No. 20(1192). Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 53–57. Print.

Received 20.10.2017

## Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

До питання підвищення напористості ступені заглибного відцентрового насоса при видобутку нафтогазової продукції / О. Л. Шудрик, О. С. Коваль, О. В. Дорошенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 51–55. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2411-3441.

К вопросу повышения напористости ступени погружного центробежного насоса при добычи нефтегазовой продукции / А. Л. Шудрик, Е. С. Коваль, А. В. Дорошенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 51–55. – Библиогр.: 13 назв. – ISSN 2411-3441.

To the question of increasing the pilot performance of the stage of the submersible centrifugal pump at the production of oil and gas production / A. L. Shudryk, E. S. Koval, A. V. Doroshenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 51–55. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2411-3441.

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

Шудрик Олександр Леонідович – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (099) 37-07-660; e-mail: shudral88@gmail.com.

Шудрик Александр Леонидович – аспирант, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (099) 37-07-660; e-mail: shudral88@gmail.com.

*Shudryk Oleksandr Leonidovych* – postgraduate, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Assistant of the Department "Hydraulic machines"; tel: (099) 37-07-660; e-mail: shudral88@gmail.com.

*Коваль Олена Сергіївна* – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», інженер кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (066) 843-15-69; e-mail: elenakoval86@ukr.net.

*Коваль Елена Сергеевна* – аспирант, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», инженер кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (066) 843-15-69; e-mail: elenakoval86@ukr.net.

*Koval Olena Serhiyivna* – postgraduate, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", engineer of the Department "Hydraulic machines"; tel: (066) 843-15-69; e-mail: elenakoval86@ukr.net.

Дорошенко Олександр Владиславович – студент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (098) 223-05-11; e-mail: doroshenkoav478@gmail.com.

*Дорошенко Александр Владиславович* – студент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; тел.: (098) 223-05-11; e-mail: doroshenkoav478@gmail.com.

*Doroshenko Aleksandr Vladislavovich* – student, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"; tel: (098) 223-05-11; e-mail: doroshenkoav478@gmail.com.

# УДК 621.22

# Г. А. АВРУНИН, В. Б. САМОРОДОВ, И. И. МОРОЗ

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В АКСИАЛЬНОПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИНАХ

Даний аналіз технічного рівня аксіальнопоршневих гідромашин, використованих в мобільних об'ємних гідроприводах і переважно в замкненому ланцюзі циркуляції робочої рідини, у тому числі провідних зарубіжних фірм і вітчизняних виробництва Кропивницкого ВАТ Гідросила, в яких завдяки переходу на тиск робочої рідини до 45 МПа істотно підвищений технічний рівень. Приведені результати втрат потужності в насосах і гідромоторах на режимах, відмінних від номінального, включаючи визначення потужності приводного двигуна насоса при «нульовому» положенні похилого диска і перепаду тисків на гідромоторі при роботі на режимі холостого ходу.

Ключові слова: Аксіальнопоршневі гідромашини, насос, гідромотор, гідропривод, технічний рівень, тиск, частота обертання, втрати потужності.

Дан анализ технического уровня аксиальнопоршневых гидромашин, используемых в мобильных объемных гидроприводах и преимущественно в замкнутой цепи циркуляции рабочей жидкости, в том числе ведущих зарубежных фирм и отечественных производства Кропивницкого ОАО Гидросила, в которых благодаря переходу на давление рабочей жидкости до 45 МПа существенно повышен технический уровень. Приведены результаты потерь мощности в насосах и гидромоторах на режимах, отличных от номинального, включая определение мощности приводящего двигателя насоса при «нулевом» положении наклонного диска и перепада давлений на гидромоторе при работе на режиме холостого хода. Учет этих видов потерь важен с точки зрения минимизации потерь мощности при работе гидроприводов в составе гидромеханических трансмиссий и обеспечения достаточного отвода тепла.

Ключевые слова: Аксиальнопоршневые гидромашины, насос, гидромотор, гидропривод, технический уровень, давление, частота вращения, потери мощности.

The analysis of technical level of axial piston hydraulic machines is given for mobile hydraulic fluid power transmission and mainly in the hydraulic fluid power closed circuit. The object of researches were hydraulic fluid power with hydraulic motors with fixed displacement and angled piston motor and pumps with the angled disk and managed displacement with the electric proportional and hydraulic management of firms of *M. REXROTH*, *SAUER - SUNDSTRAND* and *HYDROSILA* (Ukraine). Experimental data on the hydraulic machines of *HYDROSILA* got first. Due to passing to pressure of working fluid to 45 MIIa the technical level of homeland hydraulic machines is substantially enhanceable. Results over of losses of power are brought also in pumps and hydraulic motors on the specification modes, including determination of leading engine of pump power at «zero» position and drop of pressure on a hydraulic motor during work on the mode of idling. The account of these types of losses is important from the point of view of minimization of losses of power during work of a hydraulic fluid power in composition hydromechanical double-flux transmissions and providing of the sufficient taking of heat.

Keywords: axial piston hydraulic machines, pump, hydraulic motor, hydraulic fluid power, technical level, pressure, frequency of rotation, loss of power.

Введение. Аксиальнопоршневые гидромашины занимают ведущее место в силовых гидроприводах мобильных машин, требующих высоких скоростных и нагрузочных режимов работы, бесступенчатого регулирования скорости и обеспечивая при этом высокие энергетические показатели и долговечность. Преобразование энергии в гидромашинах сопровождается потерями мощности в узлах трения, которые оценивают тремя видами коэффициента полезного действия (КПД) [1]:

- общего КПД, учитывающего все виды потерь,

– гидромеханического КПД, учитывающего механические потери на трение и на местных сопротивлениях при течении рабочей жидкости (РЖ);

– объемного КПД, учитывающего потери РЖ
 вследствие утечки по зазорам прецизионных пар.

Только потери на местных сопротивлениях при течении РЖ являются постоянными на всем периоде эксплуатации гидромашины, а механические на трение и объемные могут существенно изменяться, в частности, механические на трение снижаются на всем периоде эксплуатации, включая этапы приработки и нормального износа, а объемные постоянно растут вследствие износа прецизионных пар.

В литературе и каталогах производителей аксиальнопоршневых гидромашин приводятся

ограниченные данные по потерям мощности, например, по сравнению с радиальнопоршневыми и героторными гидромоторами не приводятся универсальные характеристики в координатах «крутящий моментчастота вращения-КПД», значения потерь холостого хода от частоты вращения и особо важные для гидропередач с замкнутой цепью циркуляции РЖ потери мощности на приводящем валу насоса при «нулевом» положении его наклонного диска.

**Основная часть.** Целью настоящей статьи является анализ экспериментальных исследований некоторых типов аксиальнопоршневых гидромашин на отличных от номинальных режимах их работы.

Прежде всего проведем оценку технического уровня гидромашин. Объектом исследований явились аксиальнопоршневые гидромашины следующих типов и конструктивных исполнений, объединенные в гидропередачи (ОГП) насос-гидромотор:

– гидромоторы с постоянным рабочим объемом 180 и 355 см<sup>3</sup> серии A2FM фирмы M. REXROTH. Эти гидромоторы имеют наклонный блок цилиндров и бескарданную кинематическую схему его ведения [2];

– насосы с регулируемым рабочим объемом: тандем-насос аксиальнопоршневого типа 2xA4VG 180 с пропорциональным электрическим управлением фирмы *M. REXROTH* (рабочий объем одного насоса 180 см<sup>3</sup>) и насос серии 90 фирмы *SAUER-SUNDSTRAND* с гидравлическим управлением (рабочий объем 250 см<sup>3</sup>).

© Г. А. Аврунин, 2017

Hydraulic machines and hydraulic units

Насосы имеют конструктивную схему с наклонным диском и поршнями с гидростатической разгрузкой с помощью подпятников, опирающихся на наклонный диск [2];

– насосы и гидромоторы серий *PVH* и *MFH* производства ОАО «Гидросила» (г. Кропивницкий), причем эта серия является глубокой модернизацией известной лицензионной серии 20, освоенной в начале 80-х гг. прошлого века.

В табл. 1 приведены краткие технические характеристики исследуемых гидромашин, входящих в объемные гидропропередачи (ОГП №№ 1...3), и удельные показатели при сравнительной оценке гидромашин [3]:

– Масса, приходящаяся на единицу развиваемого гидромотором крутящего момента, кг/Н м

$$k_{M} = \frac{m}{M_{\rm kp}} \tag{1}$$

где *m* – масса гидромотора, кг;

 $M_{\rm kp}$  – теоретический крутящий момент гидромотора, определяемый по формуле, Н·м:

$$M_{\rm kp} = 0.159 \cdot V_{\rm p} \cdot \Delta p \tag{2}$$

где  $V_{\rm p}$  – рабочий объем гидромотора, см<sup>3</sup>,

 $\Delta p$  – перепад давлений между магистралями нагнетания и слива, МПа,

 Масса, приходящаяся на единицу развиваемой гидромашинной мощности, кг/кВт

$$k_P = \frac{m}{P} \tag{3}$$

где *Р* – теоретическая мощность гидромашин, определяемая для гидромотора и насоса по формулам, кВт:

$$P_{\rm M} = \frac{M_{\rm kp} \cdot n_{\rm M}}{9550} = P_{\rm H} = \frac{q_{\rm H} \cdot p_{\rm H}}{60}$$
(4)

– Скоростной показатель (коэффициент быстроходности), см мин<sup>-1</sup>

$$C_n = V_p^{1/3} n \tag{5}$$

где n – частота вращения насоса или гидромотора, которая для последнего определяется по формуле, мин<sup>-1</sup>:

$$n_{\rm M} = 10^{-3} \, \frac{q_{\rm H}}{V_{\rm p}} \tag{6}$$

где  $q_{\rm H}$  – теоретическая подача рабочей жидкости насосом, л/мин,

$$q_{\rm H} = 10^{-3} V_{\rm pH} \cdot n_{\rm H} \tag{7}$$

где  $V_{\rm ph}$  – рабочий объем насоса, см<sup>3</sup>,

 $n_{\rm H}$  – частота вращения насоса, мин<sup>-1</sup>

Параметры, Размерность	ОГП №1:		ОГП №2:		ОГП №3:	
	Hacoc 90L250	A2FM180	Hacoc 2x A4VG180	A2FM355	Hacoc PVH112	MFH112
Рабочий объем, см <sup>3</sup>	250	180	360 (2 x 180)	355	110,8	110,8
Рабочий объем насоса подпитки, см <sup>3</sup>	65	—	2 x 39,8	—	22	-
Давление, МПа (номинальное / максимальное)	42/48	40/45	40/45	35/40	42/45	42/45
Крутящ. момент гидромотора, Н·м (номин./максимальный)	—	1145/1288	_	1976/2258	_	740/793
Частота вращения, мин <sup>-1</sup> (номинальная/максимальная/ пиковая/ минимальная)	2300/ 2500/ 2750/ 500	3600/ 4000/50	2500/2900/ 3000/500	2240/50	2500/3720/500	2500/3720/50
Подача, л/мин (номинальная)	575	648	900	795	277	277
Мощность, кВт (номинальная)	403	432	600	464	194	194
Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>	0,065	0,022	2 x 0,044	0,102	-	0,018
Масса, кг	154	45	202	110	85	36,5
Расход на «промывку», л/мин	_	10	_	16 (*)	_	Нет данных
$k_{_M}$ , кг/Н $\cdot$ м	_	0,035	-	0,049	_	0,046
$k_P$ , кг/к $ m Bt$	0,39	0,11	0,34	0,24	0,44	0,19
$C_n = V_p^{1/3} n$ , мин <sup>-1</sup> см	17322	22584	21342	15861	17871	17871

Таблица 1 – Краткая техническая характеристика исследуемых аксиальнопоршневых гидромашин

Примечания: 1. Значения мощности и подачи приведены при номинальных значениях давления и частоты вращения и без учета потерь; 2. Значения крутящего момента приведены при номинальном и максимальном давлениях и без учета потерь; 3. (\*) – расход, рекомендуемый фирмой для «промывки» подшипников вала; 4. При расчете показателей  $C_n$  и  $k_M$  приняты максимальные (пиковые) значения частоты вращения и момента, при расчете  $k_p$  – номинальное значение мощности.

Так как в современных аксиальнопоршневых гидромашинах общий КПД достигает 90...95 %, а его составляющие – объемный и гидромеханический КПД до 95...98 %, то использование теоретических значений мощности и крутящего момента для оценки технического уровня с помощью удельных показателей является достаточно корректным.

Основным выводом проведенного анализа является то, что аксиальнопоршневые гидромашины ОАО «Гидросила» новой серии *PVH* и *MFH* существенно улучшили свои удельные показатели, в частности по максимальному давлению РЖ до 45 МПа, приближаясь к лучшим зарубежным аналогам.

Рассмотрим потери мощности в гидромашинах. приведены зависимости Ha рис. 1 изменения перепада давлений холостого хола в аксиальнопоршневых гидромоторах в зависимости от частоты вращения. Следует обратить внимание на наличие зоны «отрицательного сопротивления» в гидромоторе MFH112 на низких частотах вращения из-за повышения механических потерь в этом диапазоне. Существенное влияние на значение потерь оказывает температура РЖ (кривые 1 и 2). Потери мощности холостого хода гидромоторов, определяемые по перепаду давлений межлу полостями высокого и низкого давления в зависимости от частоты вращения, существенно отличаются. Так в гидромоторе А2FM180 перепад давлений составляет 3,5 МПа, а в гидромоторе A2FM355 порядка 1,8 МПа при номинальных значениях частот вращения в 3600 и 2240 мин<sup>-1</sup>, соответственно. Отношение перепадов давлений к номинальному давлению составляет 8,8 % для гидромотора A2FM180 и 5,1 % для A2FM355 (номинальные давления 40 и 35 MПа, соответственно). По ЭТИМ результатам можно сделать вывод о форсированности гидромотора A2FM180 по частоте вращения, что лало возможность получить фирме М. REXROTH высокое значение коэффициента быстроходности С<sub>n</sub> и рекордное для современных гидромашин значение удельной мощности  $k_P = 0,11$  кг/кВт;



Рис. 1. – Потери давления холостого хода аксиальнопоршневых гидромоторов: 1 и 2 – с наклонным диском модели *MFH112* ОАО Гидросила при температуре рабочей жидкости 30 и 50°С, соответственно; 3 и 4 – с наклонным блоком цилиндров фирмы *M. REXROTH* (*A2FM180* при температуре 90°С и *A2FM355* при температуре 60°С [2]).

На рис. 2 приведены результаты изменения затрат мощности приводящего двигателя насоса от частоты вращения при «нулевом» положении наклонного диска.



Рис. 2. – Потери мощности в насосах ОГП при «нулевом» значении рабочего объема насоса

Для номинальных частот вращения насосов затрачиваемая на их вращение мощность достигает 12...30 кВт, зависит от рабочего объема основного насоса и составляет до 5 % мощности насосов при номинальной частоте вращения и давлении. Сравнение мощности насосов основного и подпитки (1 а) и только мощности насоса подпитки (1 б) с рабочим объемом 20 см<sup>3</sup> (данные приведены в каталоге фирмы SAUER SUNDSTRAND для насосов серии 90) показывает, что минимальной частоте вращения 500 мин<sup>-1</sup> на основными потерями мощности являются потери в насосе подпитки, а по мере увеличения частоты вращения превалирующими являются потери в основном насосе.

Следует также отметить то, что насос подпитки работает на низком давлении (обычно не более 3 МПа), и поэтому имеет высокое значение коэффициента подачи до 0,95, и в то же время низкие значения гидромеханического КПД порядка 0,5...0,6, что следует учитывать при оценке потерь мощности в гидроприводе.

Выводы. 1. Результаты экспериментальных исследований аксиальнопоршневого гидропривода на базе отечественных гидромашин *PVH112* и *MFH112* дополняют исследования импортных гидромашин [2] по таким важным параметрам как потери мощности в насосе при «нулевом» положении наклонного диска и перепад давлений при работе гидромотора в режиме холостого хода. Эти параметры в ряде случаев могут быть использованы для оценки корректности выбора маслоохладителя и при техническом диагностирования гидромашин.

2. Кропивницкое ОАО «Гидросила» постоянно совершенствует свою продукцию, о чем свидетельствует выпуск модернизированной серии гидромашин *PVH* и *MFH* с повышенными до 45 МПа максимальным давлением и частотой вращения.

#### Список литературы:

- Гидроприводы объемные и пневмоприводы. Часть 1. Общие понятия. Термины и определения (ДСТУ 3455.1-96). – [Введен с 1998-01-01]. – 48 с – (Держспоживстандарт України).
- . Аврунин Г. А. Экспериментальные исследования потерь мощности в современных аксиально-поршневых гидромашинах для мобильной

техники / Г. А. Аврунин, О. И. Белый, И. В. Кабаненко и др. // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2006. № 1. – С. 80–87.

- Аврунин Г. А. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин: учебное пособие / А. Г. Аврунин, И. Г. Кириченко, В. Б. Самородов / под ред. Г. А. Аврунина. – Харьков : ХНАДУ, 2012. – 464 с.
- 4. Петров В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В. А. Петров.- М. : Машиностроение, 1988.- 248 с.

#### **References** (transliterated)

DSTU 3455.1-96 Gidroprivodyi ob'emnyie i pnevmoprivodyi. Chast

 Obschie ponyatiya. Terminyi i opredeleniya.
 Derzhspozhivstandart Ukrai'ny. 1998. Print.

- Avrunin, G. A., O.I. Belyiy and I.V. "Kabanenko Eksperimentalnyie issledovaniya poter moschnosti v sovremennyih aksialno-porshnevyih gidromashinah dlya mobilnoy tehniki." *Mehanika ta mashinobuduvannya. Naukovo-tehnichniy zhurnal.* No. 1(2006): 80–87. Print.
- Avrunin, G. A., I. G. Kirichenko and V. B. Samorodov Gidravlicheskoe oborudovanie stroitelnyih i dorozhnyih mashin: uchebnoe posobie. Kharkov: HNADU, 2012. Print.
- 4. Petrov, V. A. *Gidroob'emnyie transmissii samohodnyih mashin*. Moscow.: Mashinostroenie, 1988. Print.

Поступила (received) 03.09.2017

## Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження втрат потужності в аксіально-поршневих гідромашинах / Г. А. Аврунін, В. Б. Самородов, І. І. Мороз // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини і гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264). – С. 94–97. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2411-3441.

Исследование потерь мощности в аксиально-поршневых гидромашинах / Г. А. Аврунин, В. Б. Самородов, И. И. Мороз // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини і гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264). – С. 94–97. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2411-3441.

Investigation of the power losses in an axial piston hydraulic machines / G. A. Avrunin, V. B. Samorodov, I. I. Moroz // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 94–97. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2411-3441.

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

*Аврунін Григорій Аврамович* – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільнодорожній університет, доцент кафедри «Метрології та безпеки життєдіяльності»; тел.: (057) 738-77-97; e-mail: griavrunin@ukr.net.

*Аврунин Григорий Аврамович* – кандидат технических наук, доцент, Харьковский национальный автомобиле-дорожный университет, доцент кафедры «Метрологии и безопасности жизнидеятельности»; тел.: (057) 738-77-97; e-mail: griavrunin@ukr.net.

Avrunin Grigory Avramovich – Candidate of Technical Sciences (*Ph. D.*), Docent, Kharkov National Automobile and Highway University, Associate Professor at the Department of «Metrologii and safety of vital functions; tel.: (057) 738-77-97; e-mail: griavrunin@ukr.net.

*Самородов Вадим Борисович* – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідуючий кафедрою «Автомобіле- і тракторобудування»; тел.: (067)-577-71-26; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

*Самородов Вадим Борисович* – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой «Автомобиле- и тракторостроения»; тел.: (067)-577-71-26; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

*Samorodov Vadim Borisovich* – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Chair of the Department of «Vehicle and Tractor Engineering»; tel.: (067)-577-71-26; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

*Мороз Ірина Іванівна* – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри «Вищої математики»; тел.: (057) 705-32-16.

*Мороз Ирина Ивановна* – Харьковский национальный автомобиле-дорожный университет, доцент кафедры «Высшей математики»; тел.: (057) 705-32-16.

*Moroz Irene Ivanovna* – Kharkov National Automobile and Highway University, Associate Professor at the Department of «Higher Mathematics»; tel.: (057) 705-32-16.

## УДК 622.276.054(075)

# А. И. ЦЕНЦИПЕР

## САМОДЕЙСТВУЮЩИЕ ШАРОВЫЕ КЛАПАНЫ ШТАНГОВЫХ ГЛУБИННЫХ НАСОСОВ

В подробицях розглянуто гідродинаміку роботи самодіючих кульових клапанів штангових глибинних насосів, які використовуються при видобутку нафти. Описано ефект Магнуса, який безпосередньо впливає на роботу всмоктувального і нагнітального клапанів відповідно в процесі всмоктування і нагнітання. Визначено геометричні співвідношення посадочного сідла і кулі, а також аналітичні залежності динамічних сил, при яких відбувається відрив кулі від сідла і посадка в нього. Уяснено явище запізнення посадки кулі до сідла. Наведено удосконалені патентовані конструкції самодіючих кульових клапанів.

Ключові слова: самодіючі кульові клапани, свердловині штангові насоси, ефект Магнуса, запізнення посадки, конструкція клапанів, нові розробки клапанів.

Подробно рассмотрена гидродинамика работы самодействующих шаровых клапанов штанговых глубинных насосов, применяемых при добыче нефти. Описан эффект Магнуса, непосредственно влияющий на работу всасывающего и нагнетательного клапанов соответственно в процессе всасывания и нагнетания. Определены геометрические соотношения посадочного седла и шарика, а также аналитические зависимости динамических сил, при которых происходит отрыв шарика от седла и посадка в него. Разъяснено явление запаздывания посадки шарика в седло. Приведены усовершенствованные запатентованные конструкции самодействующих шаровых клапанов.

Ключевые слова: самодействующие шаровые клапаны, скважинные штанговые насосы, эффект Магнуса, запаздывание посадки, конструкции клапанов, новые разработки клапанов.

The hydrodynamics of the self-acting spherical valve of socker rod pumping units used in petroleum production are considered in detail. The Magnus effect is described, which directly affects the operation of the suction and discharge valves, respectively, during the suction and discharge process. Geometrical relationships of the seat and small ball are determined, as well as the analytical dependencies of the dynamic forces at which the small ball is separated from the seat and placed into it. The phenomenon of delay in fit of a small ball in a seat is explained. Improved patented constructions of self-acting spherical valves are given.

Key words: self-acting spherical valves, socker rod pumping units, Magnus effect, delay in fit, valve constructions, the new production of the valves.

Введение. Всасывающие и нагнетательные клапаны скважинных насосов выполняются только шаровыми[1, 2], так как они обладают наибольшей работоспособностью по сравнению с другими конструкциями (коническими и плоскими). Большой срок их службы объясняется хорошей притиркой шара к седлу. Эти объясняется длительное сохранение шариком своих размеров вследствие большой его активной поверхности.

Типичный стандартный клапанный узел скважинного штангового насоса [3, 4, 5], представлен на рис. 1.



Рис. 1. – Клапанный узел: *I* – клетка клапана; 2 – корпус; *3* - шар; *4* – наконечник; *d* – диаметр присоединительной резьбы; *D* и *L* – наружный диаметр и длина клапанного узла

Он состоит из корпуса 2, в котором установлено седло, поджатое наконечником 4. На активной поверхности седла «сидит» шарик 3. Клетка 1, размещённая с зазором в расточке корпуса 2, служит ограничителем подъёма шарика 3. Для прохода жидкости при обтекании шарика в клетке выполнены окна.

Шарики для насосных клапанов изготавливают из шарикоподшипниковой стали которые 95X18III (рис. 2а), в дальнейшем подвергают термической обработке на твёрдость, достигая при этом 58 - 70 и выше единиц твёрдости по Роквеллу, у седла этот показатель колеблется в пределах 40 - 50 единиц. Получение высокой твёрдости шариков достигается изготовлением их монокорунда или специальных из сплавов (рис. 2б).

Твёрдость шарика всегда выше твёрдости седла, так как при работе шарик должен сохранять свою форму. Для достижения высокой степени герметичности пары «шар-седло» они притираются заводом-изготовителем на специальном оборудовании и проверяются вакуум-прибором.

Долговечность клапанных узлов в значительной степени зависит от: формы активной грани седла, интенсивности вращения шарика при подъёме, высоты подъёма шарика, а также равномерности распределения скорости восходящего потока по поперечному сечению клапана.

Для обеспечения минимальных гидравлических сопротивлений проходу жидкости и повышения работоспособности существует определённое соотношение между диаметром проходного отверстия седла и диаметром шарика.

 $d=0,865\cdot D,$ 

где *d* – диаметр проходного отверстия в седле; *D* – диаметр шарика.

По принципу действия шаровые клапаны в скважинных штанговых насосах являются

© А. И. Ценципер, 2017



a



б

Рис. 2. - Клапан штангового насоса: *a* - пара «седло-шар», *б* - то же с клеткой клапана

самодействующими, так как подъём шарика из седла и посадка в него происходит в полном соответствии с процессами всасывания и нагнетания жидкости без помощи каких-либо дополнительных механизмов (пружина, рычажок и т.п.).

**Гидродинамика** всасывающего и нагнетательного самодействующих шаровых клапанов.

Рассмотрим подробно процессы гидродинамики всасывающего и нагнетательного клапанов при добыче нефти скважинными штанговыми насосами.

Всасывающий клапан. Процесс подъёма (отрыв) шарика из седла при всасывании и его дальнейшее движение состоит из 2-х этапов. На 1-ом этапе отрыв шарика от седла происходит за счёт подпора от давления столба жидкости, действующего на шарик снизу-вверх. Это давление определяется глубиной погружения насоса в скважину под статический уровень.

При движении плунжера штангового насоса вверх в полости цилиндра над клапаном происходит разрежение, т. е. создаётся определённая степень вакуума. В результате на шарик, уплотнённый в седле, действует определённый перепад давления.

Ha конструкция рис. 3. показана самодействующего шарового клапана (для упрощения без клетки) и действие указанного перепада давления, позволяющего произвести отрыв шарика от седла. Фактически конструкция содержит корпус, в котором посадочное размещено седло, поджатое наконечником. На активной кромке седла (коническая находится шарик. Предварительно фаска) активная сферическая поверхность И грань посадочного седла в обязательном прядке взаимно притираются на специальном оборудовании консистентной смазкой.

Возникающий на шарике перепад давления  $\Delta P$  равен

$$\Delta P = P_1 - (-P_2) = P_1 + P_2 ,$$

где  $P_1$  - давление столба жидкости, действующего на шар снизу;

*P*<sub>2</sub> – давление разрежения (вакуума), втягивающее шарик вверх, имеет отрицательное значение

Оба **давления** действуют на одну и ту же площадь шарика, определяемую диаметром уплотнения *d*<sub>упл</sub> шарика в седле.

Справка. Диаметр уплотнения представля ет собой диаметральный размер, возникающий процессе взаимной притирки шарика и седла с помощью специальных паст. Это в обязательном порядке осуществляется в процессе изготовления штанговых глубинных насосов. После притирки шарик с седлом эту пару упаковывают в отдельный комплект, который поступает на сборку, т. е. взаимозаменяемость здесь недопустима – шарик не может быть установлен на другое седло.

В результат такого воздействия возникают силы, действующие на шарик, которые равны

$$Q_{1} = P_{1} \cdot f = P_{1} \cdot \frac{\pi d_{y \pi \pi}^{2}}{4},$$
$$Q_{2} = P_{2} \cdot f = P_{2} \cdot \frac{\pi d_{y \pi \pi}^{2}}{4},$$

где  $Q_1$  – сила, действующая на шарик снизу верх;

*Q*<sub>2</sub> – сила, втягивающая шарик вверх;

f – площадь, на которую действуют силы  $Q_1$  и  $Q_2$ ;

*d*<sub>упл</sub> – диаметр, на котором происходит уплотнение шарика в седле.

Суммарная сила Q, действующая на шарик, равна

$$Q = Q_1 + Q_2 = (P_1 + P_2) \cdot \frac{\pi d^2_{y_{\Pi,\Pi}}}{4}$$

И, наконец, должно соблюдаться условие, при котором обеспечивается отрыв шарика от седла, т. е. суммарная сила должна быть больше или равна весу шарика. Вес шарика равен произведению объёма шара на плотность:

$$Q \geq G_{\mathrm{III}} \quad G_{\mathrm{III}} = \frac{4}{3} \pi R_{\mathrm{III}}^{3} \cdot \rho ,$$

где G<sub>ш</sub> – вес шарика;

 $R_{\rm III}$  – радиус шара;

 $\rho$  - плотность материала, из которого изготовлен шарик (обычно это шарикоподшипниковая сталь  $\rho=7,85~{\rm r/cm^3})$ 



Рис. 3. – Подъём шарика из седла

На 2-ом этапе начинается подъём шарика и его плавание в клетке клапана в потоке восходящего потока жидкости. При этом возникает эффект Магнуса физическое явление, возникающее при обтекании вращающегося тела потоком жидкости или газа. Эффект впервые описан немецким физиком Генрихом Магнусом в 1853 году.

В результате действия этого эффекта образуется сила, воздействующая в данном случае на шарик определённой массы и направленная перпендикулярно направлению потока. Вращающийся шарик создаёт в среде вокруг себя вихревое движение.

На рис. 4 представлена схема, поясняющая этот эффект.



Рис. 4. – Эффект Магнуса

С одной стороны шарика направления вихря совпадает с направлением обтекающего потока и,

соответственно скорость движение среды с этой стороны увеличивается. С другой стороны шарика направление вихревого потока противоположно направлению потока, и скорость движения уменьшается. Вследствие разности скоростей потока возникает разность давлений, порождающая поперечную силу.

Эта сила в зависимости от соотношения направления циркуляции и скорости потока сводится к **подъёмной силе** (всасывание – восходящий поток) или **опускающей** (нагнетание – нисходящий поток).

Определение величины подъёма описывает следующее уравнение

$$F = \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot K_{\rm nc},$$

где *F* – подъёмная сила;

ρ - плотность жидкости;

V – линейная скорость шарика относительно среды;

S – поперечная площадь шарика;
 К<sub>пс</sub> – коэффициент подъёмной силы, зависящий, в свою очередь, от коэффициента вращения K<sub>во</sub>.

Коэффициент вращения определяется следующей формулой

$$K_{\rm sp} = \frac{w \cdot d_{\rm uu}}{2V} \,,$$

где w - угловая скорость; d<sub>ш</sub> – диаметр шарика

При значении коэффициента вращения в пределах от 0,5 до 4,5 коэффициент подъёмной силы находится в диапазоне от 0,2 до 0,6.

При этом следует иметь ввиду, что шар, как материальное геометрическое тело, в состоянии покоя находится в **безразличном равновесии**, но под действием внешних сил легко переходит в **неустойчивое равновесие**. Поэтому траектория подъёма постоянно вращающегося шарика из седла и посадка в него носит хаотичный характер и не поддаётся математическому описанию.

Нагнетательный клапан. Процесс подъёма шарика из седла в нагнетательном клапане и его дальнейшее движение с учётом эффекта Магнуса происходит аналогично процессу во всасывающем клапане. Отличие состоит в определении нагрузок, действующих на шарик сверху и снизу. При этом воспользуемся иллюстрацией на рис 4.

В конце хода плунжера штангового насоса вверх на шарик сверху действует вес кольцевого столба жидкости, который определяется следующим образом

$$G_{\mathrm{m}} = \frac{\pi}{4} \left( d_{\mathrm{T}}^2 - d_{\mathrm{IIIT}}^2 \right) \cdot H \cdot \gamma_{\mathrm{m}} ,$$

где  $G_{\text{ж}}$  – вес кольцевого столба жидкости над нагнетательным клапаном;

*d*<sub>т</sub> – внутренний диаметр НКТ, по которым происходит подъём жидкости;

*d*<sub>шт</sub> – наружный диаметр колонны насосных штанг;

Н – глубина (от устья) спуска насоса в скважину;

уж – плотность откачиваемой жидкости

Этот кольцевой столб жидкости, действуя на площадь уплотнения шарика в седле по диаметру уплотнения, создаёт давление, которое будет равно (оставим те же обозначения, что и для всасывающего клапана на рис. 3.).

$$P_{2} = \frac{G_{\#}}{\frac{\pi}{4}d_{yn\pi}^{2}} = \frac{\frac{\pi}{4}(d_{T}^{2} - d_{urr}^{2}) \cdot H \cdot \gamma_{\#}}{\frac{\pi}{4}d_{yn\pi}^{2}} = \frac{(d_{T}^{2} - d_{urr}^{2}) \cdot H \cdot \gamma_{\#}}{d_{yn\pi}^{2}}$$

где  $P_2$  – давление, действующее на шарик сверху (в отличие от всасывающего клапана здесь давление положительное, со знаком +); остальные обозначения те же

Давление же, создаваемое в цилиндре насоса при ходе плунжера вниз, действующее на площадь уплотнения шарика в седле по диаметру уплотнения снизу-вверх и будет равно

$$P_1 = \frac{G_{\mathrm{w}} + G_{\mathrm{IIIT}}}{\frac{\pi d_{\mathrm{ynn}}^2}{4}}$$

где Р<sub>1</sub> – давление, действующее на шарик снизу;

 $G_{\text{IIIT}}$  – вес колонны насосных штанг

Возникающий на шарике перепад давления, действующий на одну и ту же уплотнительную площадь, будет равен.

Поскольку всегда  $P_1 > P_2$ , то при ходе плунжера вниз происходит отрыв шарика от седла.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{G_{\rm w} + G_{\rm urr}}{\frac{\pi}{4}d_{\rm ynn}^2} - \frac{G_{\rm w}}{\frac{\pi}{4}d_{\rm ynn}^2} = \frac{G_{\rm w}}{\frac{\pi}{4}d_{\rm ynn}^2}$$

При всех описанных выше преимуществах шаровых самодействующих клапанов они имеют один общий недостаток – запаздывание посадки шарика в седло. Это происходит в результате того, что посадка вращающегося шарика в неподвижное седло не происходит строго по оси седла, вызывая, тем самым, явление запаздывания. Это, в свою очередь, вызывает утечку жидкости в клапане.

Время запаздывания можно разделить на время запаздывания, кода шарик движется к седлу от его верхнего положения в клетке, и на время, в течение которого шарик остаётся в положении равновесия на активной поверхности (посадочной фаске) седла и не скатывается в него.

Всё описанное относится как к всасывающим, так и к нагнетательным клапанам штанговых глубинных насосов.

На рис. 5 представлена конструкция шарового клапана [6], в котором снижено время запаздывания посадки шарика в седло. В итоге снижаются утечки через клапан, и повышается долговечность клапана в целом.

Неподвижное седло 1 клапана закреплено в корпусе 2 при помощи наконечника 3, ввёрнутого в корпус на резьбе. Ограничителем подъёма шарика 4 вместо обычной клетки служит эластичная куполообразная сетка 5, которая крепится основанием к металлическому кольцу 6. Сетку с кольцом вставляют в коническую расточку *a*, выполненную в корпусе 2, и после закрепления переводника 7 фиксируют с небольшим люфтом в «замке»



Рис. 5 – Шаровой клапан с куполообразной эластичной сеткой:

 I – седло; 2 – корпус; 3 – наконечник; 4 – шар; 5 – эластичная куполообразная сетка; 6 – металлическое кольцо; 7 – переводник; А – коническая поверхность переводника; Б – активная поверхность седла; а – расточка

«Замок» образован расточкой *а* и конической поверхностью *А* в переводнике *7*. Активная поверхность *Б* седла *I* и поверхность шарика *4* взаимно притёрты.

При всасывании шарик 4 отрывается от активной поверхности седла 1 и дальнейший подъём его происходит при свободном плавании. При этом шарик 4 входит в контакт частью своей сферической поверхности с поверхностью упругой эластичной куполообразной сетки 5 и за счёт трения о сетку вращение шарика 4 замедляется, и он центрируется по оси седла 1.

Поэтому посадка шарика в седло из верхнего положения происходит по кратчайшему расстоянию, а также в условиях, когда скорость вращения шарика относительно собственного центра тяжести и оси неподвижного седла близка к нулю.

Примерно такая же картина работы самодействующего шарового клапана [7] наблюдается при конструктивном исполнении, представленного в аксонометрии на рис. 6. На рисунке показано нахождение шарика в верхнем положении в клетке, выполненной в виде куполообразной трёхлепестковой цанги.

Отличие указанного шарового клапана от шарового клапана, представленного на рис. 5, состоит в том, что ограничителем подъёма шарика в нём является куполообразная трёхлепестковая цанга. Цанга своей разрезной юбкой, выполненной в основании, встроена в радиальную кольцевую канавку в корпусе клапана. Три лепестка цанги расположены в трёх соответствующих радиальных пазах, выполненных вдоль внутри корпуса. Для исключения заклинивания шарика в куполе цанги диаметр внутренней сферы купола несколько превышает диаметр шара.



Рис. 6 – Шаровой клапан с куполообразной трёхлепестковой цангой

В процессе работы шарик отрывается от седла, и жидкость переходит из полости под клапаном в полость над ним. Далее шар входит в контакт с внутренней сферической поверхностью купола, которая тормозит беспорядочное вращение шарика. При этом одновременно центрируется шар относительно геометрической оси клапана. За счёт этого сокращается путь и соответственно время запаздывания при посадке шара в седло.

В заключение необходимо отметить, что клапанные узлы скважинных штанговых насосов унифицированы – их применяют как в качестве всасывающих, так и в качестве нагнетательных. Так, всасывающий клапан меньшего типоразмера насоса служит в качестве нагнетательного клапана следующего большего типоразмера и наоборот.

Выводы. 1. Рассмотренная подробно гидродинамика работы самодействующих шаровых

клапанов штанговых глубинных насосов в процессе добычи нефти показывает, что принцип работы этих клапанов непосредственно связан с действием эффекта Магнуса. Этот эффект вызывает беспорядочное вращение и перемещение шарика в ограничительной клетке клапана как в процессе всасывания, так и в процессе нагнетания. Вследствие этого в процессе всасывания и нагнетания возникает явление запаздывания посадки шарика в седло, что, в свою очередь, ведёт к дополнительным утечкам в насосе. Такая структура гидродинамики шаровых клапанов не поллаётся работы математическому описанию. Bcë отмеченное относится к недостаткам самодействующих шаровых клапанов.

2. В то же время, как было отмечено вначале, самодействующие шаровые клапаны обладают наибольшей работоспособностью по сравнению с другими конструкциями (коническими и плоскими) вследствие большой их активной сферической поверхности. Это приводит к тому, что вследствие беспорядочного вращения шарика, каждая его посадка в седло происходит новой частью сферической поверхности.

3. Задача усовершенствования конструкции самодействующих шаровых клапанов штанговых глубинных насосов заключается в том, чтобы уменьшить влияние эффекта Магнуса (ликвидировать эффект невозможно). Это позволит, в свою очередь, уменьшить время запаздывания посадки шарика в седло за счёт уменьшения вращения шарика и ориентирование его по оси клапана при посадке шарика в седло.

4. С целью снижения времени запаздывания посадки шарика в седло в статье приведены и описаны запатентованные конструкции самодействующих шаровых клапанов, разработанные автором.

#### Список литературы:

1. *Пирвердян А. М.* Гидромеханика глубиннонасосной добычи нефти / А. М. Пирвердян. - М. : Недра, 1965. – 192 с

Дрэготеску И. Глубиннонасосная добыча нефти
 Дрэготеску; пер. с румын. – М. : Недра, 1968. – 324 с.

3. Ценципер А. И. Основы эксплутации и ремонта нефтегазовых скважин: учебник / А. И. Ценципер. – Харьков: ТОВ «Видавництво «Підручник НТУ "ХПГ"», вул. Кирпичёва, 2, м. Харків-2, 61002, 2016. – 444 с.

4. *Ценџипер А. И.* Добыча нефти штанговыми глубиннонасосными установками. /*А. И. Ценџипер,А. В. Косоруков* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 20. – С. 102–106.

5. Нефтегазопромысловое оборудование : Каталог АЗИНМАШ. -Действует с 20.02.1991. – Офиц. изд. - БАКУ. : ПМБ ЦИНТИхимнефтемаш, 1991. – 221 с.

6. *Ценципер А. И.* Шаровой клапан: а. с. 415404 СССР / А. И. Ценципер // № 1753952/24-6 : опубл. 15.02.1974, Бюл. № 6.

7. Ценципер А. I. Кульовий клапан / А. I. Ценципер

Деклараційний патент на корисну модель UA 9164 : опубл. 15.09.2005, Бюл. № 9.

#### **References:**

1. Pyrverdyan, A. M. *Hydromechanica glubynnonasosnoy dobychi nefty*. Moscow: Nedra, 1965. Print

2. Dregotesku, I. *Glubynnonasosnaya dobycha nefty*. Moscow: Nedra, 1968. Print

 Tsentsiper, A. I. Osnovyi ekspluatatsyi i remonta nefnegazovyh skvazhin: uchebnik. Kharkov: NTU "KhPI", 2016. Print.
 Tsentsiper, A. I. and A. V. Kosorukov "Dobycha nefty shtangovymy

glubynonasosnymy ustanovkamy" Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydrounits. No 20(1192). Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 102–106. Print.
5. Nefftegazopromyslovoye oborudovanye. Katalog AZINMASH

BAKU, TSYNTYkhymneftemash, 1991. Print.

6. Tsentsiper, A. I. *Sharovoy klapan* : a. s. 415404 SSSR / A. I. Tsentsiper (SSSR). No 1753952/24-6; opubl. 15.02.1974, Byul. No 6. Opubl. 1973, Byul. No 33. Print.

7. Tsentsiper, A. I. *Kul'ovyy klapan* : Deklaratsiynyy patent na korysnu model' UA 9164 15 September 2005. Print.

Поступила ( received) 10.09.2017

## Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Самодіючі кульові клапани штангових глибинних насосів / А. І. Ценципер // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 62–67. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Самодействующие шаровые клапаны штанговых глубинных насосов / А. И. Ценципер // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 62–67. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Self-acting spherical valve of the pumping unites / A. I. Tsentsiper // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machinery and hydrounits. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 62–67. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2411-3441.

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

**Ценципер** Адольф Ісаакович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут, професор кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (068) 961-86-55; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

**Ценципер** Адольф Исаакович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (068) 961-86-55; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

*Tsentsiper Adolf Isaakovich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), senior scientific worker, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of «Hydraulic Machines»; tel.: (068) 961-86-55; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

# УДК 621.224

# К. А. МИРОНОВ, Ю. Ю. ОЛЕКСЕНКО

# ВИЗНАЧЕННЯ ТА АНАЛІЗ ВПЛИВУ РОЗРАХУНКОВИХ ПАРАМЕТРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ ГІДРОТУРБІН

Надається огляд зарубіжних досвідів, щодо спостереження та аналізу впливу різних параметрів на ефективність роботи гідротурбіни. Радіально-осьові гідротурбіни застосовуються для широкого діапазону змін напору та певних значень швидкості Конструкція робочого колеса є найбільш складним елементом при проектуванні гідротурбіни. Існує декілька важливих параметрів, які визначають енергетичні та кавітаційні характеристики робочого колеса. Обчислюються, аналізуються та порівнюються поля швидкостей та кути потоку, втрати напору, розподіл тиску та кавітаційні характеристики. Надаються рекомендації щодо допомоги конструкторам при проектуванні, або модернізації радіально-осьових гідротурбін, підсумовується загальний вплив розрахункових параметрів на ефективність гідротурбіни.

Ключові слова: CFD, гідротурбіна, робоче колесо, лопать, маточина, обід, сітка.

Приводится обзор статей зарубежных авторов, в которых анализируется влияние различных параметров на эффективность работы гидротурбины. В зависимости от диапазона изменения напоров применяются различные конструкции радиально-осевых гидротурбин. Рабочего колесо является наиболее сложным элементом при проектировании гидротурбины. Существует ряд важных параметров, который определяет энергетические и кавитационные характеристики рабочего колеса. Вычисляются, анализируются и сравниваются поля скоростей и углы потока, потери напора, распределение давления и кавитационные характеристики. Даются рекомендации для помощи конструкторам при проектировании или модернизации радиально-осевых гидротурбин.

Ключевые слова: CFD, гидротурбина, рабочее колесо, лопасть, ступица, обод, сетка.

The design of the runner is the most difficult part of the process of designing turbines. There are several important parameters that determine the performance and cavitation characteristics of the runner. All of these geometrical parameters need to be optimized to ensure that the head, flow rate and power requirements of the system are met. The flow behavior and flow angles, head loss, pressure distribution and cavitation characteristics are calculated, analyzed and compared. To help hydraulic designers in the modernization of Francis turbine, the overall effect of the design parameters on turbine productivity is summarized and empirical formulas for operational characteristics are obtained.

Keywords: CFD, hydroturbine, runners, blade, hub, shroud, mesh.

Вступ. Існує зростаючий попит на відновлювані джерела енергії для сталого розвитку при вирішенні майбутньої енергетичної кризи. Стала високою необхідність використання відновлюваної енергії як однієї з чистих і стійких природних енергетичних ресурсів. Радіально-осьові (PO) гідротурбіни застосовуються для широкого діапазону напору та певних значень швидкості. Широкий діапазон застосування та переважно проста конструкція робить РО гідротурбіни більш вигідними, ніж інші компонент гідравлічні турбіни. Як ключовий продуктивності РО гідротурбіни виступає робоче колесо (РК). При успішній розробці лопатевої системи РК за допомогою сучасних методів проектування можна підвищити ефективність усієї турбіни.

Конструкція РК є найбільш складною частиною процесу проектування турбін. Кілька параметрів визначають характеристики ефективності та кавітації РК: кут атаки β<sub>f</sub>, кут потоку α, геометричний кут β лопаті, вхідний та вихідний діаметри РК і висота лопаті. Всі ці геометричні параметри повинні бути оптимізовані, щоб забезпечити відповідність вимогам напору турбіни, витраті та потужності системи. Інженер, який проектує, повинен витратити час для оптимізації цих параметрів і мати досвід у проведенні багатоступеневого процесу проектування. У цій статті розглянуті параметри турбін, які впливають на експлуатаційні та кавітаційні характеристики проектованих турбін. Крім того, турбіни спеціально розробляються відповідно до властивостей гідроелектростанцій; це робить процес проектування ще більш складним, оскільки швидкість обертання, геометрія РК, напір та швидкість потоку змінюються

для кожної турбіни.

1. Огляд зарубіжних дослідів. Візьмемо до уваги методи проектування, які вивчали зарубіжні вченні за останні роки, в яких наводиться аналіз впливу різних параметрів на ефективність РО гідротурбіни [1].

Найважливішим компонентом РО турбін є РК, яке характеризується енергетичними та кавітаційними показниками. Обчислювальна гідродинаміка (*CFD*) стала ефективним інструментом для аналізу потоку рідини протягом останніх десятиліть, особливо в турбомашино будуванні [2]. Конструкцію РК можна значно покращити, використовуючи експериментальні та *CFD* методи [3].

Існує декілька конструктивних параметрів РК, які, впливають на форму лопаті та роботу турбіни, а дослідники зацікавлені в розумінні загальних наслідків конструктивних параметрів, які застосовуються для всіх РО РК [4].

Вивчався вплив кута нахилу на кавітацію та навантаження лопаті; область низького тиску на стороні розрідження лопаті ігнорується в своїй конструкції, а РК без кавітації виходить з оптимальним кутом нахилу [3]. Вчені досліджували швидкості обертання на ефективність, вплив потужність та витрату турбін [5]. Визначено, що витрата потоку є спадною функцією швидкості обертання для тихохідних турбін (РО гідротурбін) і для швидкохідних (осьових гідротурбін), тоді як швидкість потоку була збільшена зі збільшенням швидкості обертання.

Процес проектування швидкохідних турбін з використанням *CFD* представлений в працях

© К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко, 2017

Обровського та інших, де вони використовують метод автоматичної оптимізації конструкції РК, для того щоб спостерігати вплив різних параметрів РК на експлуатаційні та кавітаційні характеристики гідравлічних турбін [6].

Виконувались віртуальні модельні випробування РО турбіни. Для турбін типу РО був розроблений метод високоточного прогнозування, і був обчислений суцільний потік для зменшення чисельних помилок. Моделювались та випробовувались РО турбіни з трьома різними швидкостями, а модельні випробування проводились на тестовій установці в гідравлічній дослідницькій лабораторії. Порівняння їх результатів підтвердило, що критичний коефіцієнт кавітації можна передбачити з високою точністю [7].

Провели чисельний аналіз кавітаційного турбулентного потоку високонапірної PO гідротурбіни при роботі з частковим навантаженням. Обчислювальна сітка, яка складається з 8 мільйонів елементів, була сформована за допомогою ICEM CFD для спіральної камери (СК), колон статору, направляючого апарату (НА), РК та відсмоктуючої труби (BT). Аналіз проводився з використанням k-ю моделі турбулентності переносу зсувних напружень у OpenFOAM. На думку авторів, важливо спостерігати об'ємну частку водяної пари в кавітаційному потоці [8]. Тенденції кавітаційного потоку в РК та ВТ добре узгоджуються з емпіричними результатами для турбіни.

Виконували 3D нестаціонарне багатофазне моделювання потоку для всієї РО турбіни. Вони зосереджувались на прогнозуванні коливань тиску по відношенню до СК, НА та РК. Флуктуації тиску були проаналізовані за допомогою швидкого перетворення Фур'є (FFT) і викликані діапазоном амплітуди [9]. Результати експерименту підтверджуються обчислюваннями та аналізують зв'язок між флуктуаціями тиску та надходженням повітря. Було встановлено, що домінантна частота визначається частотою РК, геометрією РК та ВТ.

Вирахували тривимірний турбулентний потік в РО гідротурбінах за допомогою методу великих вихрів (LES) [10]. Вони використовували неструктуровану сітку для СК та РК, тоді як структуровані сітки використовувалися для інших компонентів. Моделі LES відтворюють ефективність краще, ніж моделі RANS, відповідно до їхніх висновків. Вони також виявили, що кавітація відбувається на стороні розрідження лопаті при умовах часткового навантаження.

На процес проектування РК, через складність його геометрії, впливає кілька параметрів, а також тривимірний обертальний характер потоку. Найбільш важливими параметрами є швидкість обертання турбіни п, висота НА  $b_0$ , діаметри входу та виходу РК  $D_1$  і  $D_2$ , кут потоку  $\alpha$ , геометричний кут лопаті  $\beta$  та кут атаки  $\beta_f$  (рис. 1). Ці параметри модифікуються для забезпечення максимального збільшення потужності, ефективності та гідродинамічних характеристик системи. Було проведено параметричне дослідження для визначення впливу конструктивних параметрів на продуктивність.



Рис. 1 – Радіально-осьовий потік в РК турбіни

2. Кінематика в РО гідротурбінах. Обертальний момент на валу дорівнює зміні кутового моменту потоку води. Формула 1 отримується за допомогою рівняння кутового моменту для входу та виходу з РК. Сума моментів зовнішніх сил навколо осі обертання полягає в наступному:

$$pQ(V_{2u}r_2 - V_{1u}r_1) = \sum^{M_0}$$
(1)

На рис. 2 представлені швидкості на вхідній та вихідній кромках лопаті РК. Крутний момент утворюється тільки тоді, коли лопаті РК викликають

Bulletin of NTU "KhPI". 2017. № 42(1264)

циркуляцію у роторі. Згенерована потужність може бути розрахована за допомогою рівняння моменту та кутової швидкості РК:

$$N = M\omega = \rho g H Q \eta \tag{2}$$

де *H* – напір турбіни;

η – гідравлічний коефіцієнт корисної дії (ККД).
 Основне енергетичне рівняння турбін (рівняння

Ейлера) отримується підстановкою М у формулу 2:

$$H\eta = \frac{1}{g} \left( u_1 V_1 \cos \alpha_1 - u_2 V_2 \cos \alpha_2 \right)$$
(3)

Формулу 3 можна записати, використовуючи вираз для циркуляції:

$$H\eta = \frac{\omega}{2\pi g} \left( \Gamma_1 - \Gamma_2 \right) \tag{4}$$

Гідравлічна енергія пов'язана з механічною енергією, яка поглинається РК, як показано у формулі 3. Кути, при яких вода надходить і відводиться з РК, також є важливими параметрами, які впливають на гідравлічні характеристики. Положення лопатки НА визначає кут входу води у РК; тому кут відкриття НА також є основним параметром. Зміна кута повороту лопатки НА змінює ККД.



Рис. 2 – Швидкості на кромках РК

Витрата Q, швидкість обертання n та напір  $H \in$  заданими робочими умовами турбіни. Можна визначити компоненти паралелограму швидкостей, використовуючи ці відомі параметри та геометричні розміри РК (рис. 1). На рис. 1,  $D_{1d} \in$  відстанню до вхідної кромки лопаті, а  $D_{2d}$  – відстанню до вихідної кромки лопаті.

Швидкість переносу виражається в такий спосіб:

$$u = \frac{\pi D n}{60} \tag{5}$$

де *n* – швидкість обертання;

*D* – відстань до вхідної чи вихідної кромки лопаті.

Меридіональну складову *V<sub>m</sub>* можна розрахувати, використовуючи рівняння нерозривності, і визначити як:

$$V_m = \frac{Q}{\pi D_{1ar2} b_0} \tag{6}$$

де  $b_0$  – висота вхідного отвору РК.

Окружна складова V<sub>1и</sub> розраховується з умови постійної циркуляції і дорівнює:

$$V_{1u} = V_{0u} \frac{D_{02}}{D_{1d}}$$
(7)

Нарешті, V<sub>1</sub> та V<sub>2</sub> можна знайти шляхом розрахунку меридіональної та окружної складових наступним чином:

$$V_{i} = \sqrt{V_{im}^{2} + V_{iu}^{2}}$$
(8)

Властивості спроектованих турбін 3. тя методологія проектування. Важливими факторами, що впливають на точність прогнозованих гідравлічних характеристик, є чисельні методи моделювання та параметри, такі як числова схема, якість обчислювальної сітки, граничні умови та відповідна модель турбулентності. В середньому для однієї лопаті використовується 1 мільйон елементів сітки, і 15 сітки мільйонів елементів лля повноцінного моделювання РК. Приблизно 22 мільйони елементів використовуються для повного аналізу турбіни, використовуючи обчислювальний кластер [11].

При повному аналізі турбіни, колони статору, НА і РК обтягують сіткою H/J/C/L з використанням модуля *ANSYS TurboGrid*, а для СК та ВТ будують шестигранну сітку. В якості граничних умов використовуються масова витрата на вході та тиск на виході, а для аналізу РК використовуються граничні умови: тиск на вході та масова витрата на виході.

Моделі турбулентності використовуються при вирішенні обчислювальних рівнянь. Нижче наводяться обчислювальні рівняння для в'язкого потоку ньютонівської рідини. Нестискуване рівняння Нав'є-Стокса моделюються за допомогою *k*-є моделі турбулентності [11]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{9}$$

$$\frac{D(u_i)}{Dt} = \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + V \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + F_i \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho \left( e + \frac{1}{2} u_i u_j \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho u_j \left( h + \frac{1}{2} u_i u_j \right) \right] = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left( u_i t_{ij} \right) + \frac{\partial q_j}{\partial x_j} (11)$$

Таким чином отримуємо результати для моделей турбулентності k-є, k- $\omega$  та ренормалізаційної групи k-є. Подібна тенденція отримана з усіма моделями турбулентності, перевіреними за кількісними та якісними результатами. Була обрана модель турбулентності k-є, що враховує витрати часу. Оскільки в цих типах задач не переважають пограничні шари, модель k- $\omega$  демонструє подібну поведінку потоку як у моделі турбулентності k-є.

Для повномасштабного системного аналізу використовується модель з множинним кодом (MFR) з п'ятьма компонентами [12]. РК прикріплене до HA і BT через інтерфейс «замороженого» ротору. Розроблено математичні моделі для спостереження взаємодії ротора зі статором. Модель MFR є наближеною до стаціонарного стану. У підході «замороженого» ротора рух рухомих частин заморожується у певному положенні і спостерігається миттєве поле потоку з ротором у заданому положенні [13].

## 4. Результати.

**4.1. Ефект від нахилу кута на роботу РК.** Кут нахилу визначається як нахил лопаті, а саме, рівень зсуву маточини або ободу від початкової позиції. Кут нахилу є одним з найважливіших параметрів для регулювання балансу тиску в РК.

**4.1.1. Відхилення від рівня маточини.** По мірі того як лінійний нахил встановлюється на лопаті, коли рівень обода зберігається постійним, лопать скручується біля маточини в напрямку обертання та у зворотну сторону від напрямку обертання. Як виявлено, ефективність та потужність збільшуються, оскільки нахил зменшується у напрямку обертання. Коли лопать нахиляється у зворотну сторону від напрямку обертання, вода потрапляє на сторону розрідження, вода потрапляє в бік тиску лопаті РК.

Хоча значення ефективності та потужності вище в тих випадках, коли нахил у зворотну сторону від напрямку обертання, збільшується можливість впливу кавітації на вхідну кромку лопаті.

У вихідному виконанні зона негативного тиску спостерігається на стороні розрідження вхідної кромки. Ця зона негативного тиску розширюється і робить лопать схильною до пошкоджень кавітацією, коли нахил у зворотну сторону від напрямку обертання. Навпаки, ця зона зменшується, коли нахил у напрямку обертання.

**4.1.2. Відхилення від рівня обода.** Виходячи з результатів впливу кута нахилу на роботу РК, поведінку потоку та розподіл тиску, зроблені наступні висновки:

• Якщо існує зона негативного тиску, яка призводить до зменшення виробленої потужності та ефективності, введення відступів від маточини у напрямку обертання може призвести до збільшення продуктивності.

• При наявності негативного градієнта тиску в шарі обода, визначення обертання в шарі обода, незалежно від напрямку обертання, є достатнім рішенням.

• Кут атаки може бути заданий шляхом визначення кута нахилу.

• Незважаючи на те, що нахил від рівня маточини та нахил від рівня обода може забезпечити таку ж геометричну структуру лопаті, результуюча потужність та ефективність різняться.

**4.2. Вплив кута атаки на характеристики РК.** Кут атаки лопаті є одним з параметрів, який має важливе значення для визначення геометрії лопаті РК. Напрямок лопатей РК в даній точці визначається кутом лопаті  $\beta$ , який являє собою кут між профілем лопаті та дотичною окружності, що узята з центру РК.

При зменшенні кута  $\beta$  збільшується довжина лопаті, а профіль лопаті зменшується; навпаки, при збільшенні кута лопаті довжина лопаті зменшується, а профіль лопаті розширюється.

Виявлено, що критичний кут  $\beta$  вхідної кромки, який контролює вироблену потужність та напір, унікальний для всіх турбін. При низьких кутах  $\beta$  втрати на тертя зростають через довжину лопаті.

Вплив кута β вхідної кромки на роботу РК виглядає наступним чином:

 Кут β вхідної кромки впливає на вироблену потужність, а не на кавітаційні властивості турбіни.
 Кожна з турбін має унікальний критичний кут β вхідної кромки. Вироблена потужність збільшується до цього критичного значення, після чого вона починає зменшуватися.

• Зміни кута  $\beta$  вхідної кромки змінюють геометрію лопаті. Зростають втрати на тертя при більш високих кутах  $\beta$ . З іншого боку, потік стає більш однорідним, коли звужується профіль лопаті. Отже, існує баланс між довжиною лопаті та товщиною профілю, що забезпечує баланс між втратами напору та структурою потоку для критичного кута  $\beta$ .

Висновки. Якщо існує зона негативного тиску, яка призводить до зменшення виробленої потужності та ККД, введення відступів від маточини у напрямку обертання може призвести до збільшення продуктивності.

• Незважаючи на те, що нахил від рівня маточини та нахил від рівня обода може забезпечити таку ж геометричну структуру лопаті, результуюча потужність та ефективність різняться.

• Кут β вхідної кромки впливає на вироблену потужність, а не на кавітаційні характеристики турбіни. Кожна з турбін має унікальний критичний кут β вхідної кромки. Згенерована потужність збільшується до цього критичного значення, після чого вона починає зменшуватися.

•Значення кута β вхідної кромки можуть бути налаштовані для контролювання виробленої потужності з незначною зміною показників ефективності та кавітації після досягнення необхідних кавітаційних характеристик та значень ККД.

• Існує емпіричний зв'язок між швидкістю потоку та швидкістю обертання, і відповідно до отриманої кореляції швидкість потоку зменшується з більш високою швидкістю обертання.

• Хоча згідно з теоретичними рівняннями максимальна потужність досягається, коли кут α на виході становить близько 90, але на практиці було встановлено, що необхідна невелика завихренність на виході з РК та вході у ВТ, яка підвищує продуктивність і, як наслідок, вироблену потужність.

*CFD* є потужним інструментом для оцінки поведінки потоку в гідравлічних турбінах, і цей інструмент широко використовується в подібних дослідженнях для модернізації турбін.

#### Список літератури

- 1. Миронов К. А. Применение СFD при проектировании элементов проточной части гидротурбин / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. № 20(1192). Р. 116–121.
- Ayli E. CFD analysis of 3D flow for 1.4 MW Francis turbine and model turbine manufacturing / E. Ayli, A. Kaplan, H. Cetinturk [et al.]. // ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference.
- Daneshkah K. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method / K. Daneshkah, M. Zangeneh // 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems, Vol. 12, 2010.
- Anup K. C. Transient numerical analysis of rotor-stator interaction in a Francis turbine / K.. C. Anup, B.Thapa, Y. Lee // Renewable Energy, Vol. 65, 2014. – P. 227–235.
- Farell C. Hydromechanics of variable speed turbines (Project Report No 225) / C. Farell, J. Arroyave, N. Cruz [et al.]. // University of
Minnesota St. Anthony Falls Hydraulic Laboratory, Department of Natural Resources, 1993.

- Obrovsky J. Development of high specific speed Francis turbine for low head HPP / J. Obrovsky, H. Krausowa, J. Spidla [et al.]. // Engineering Mechanics, Vol. 20(2), 2013. – P. 139–148.
- Kurosawa S. Virtual model test for a Francis turbine / S. Kurosawa, S. M. Lim, Y. Enomoto // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 12(1), 2010.
- Zhang H. Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation with OpenFOAM / H. Zhang, L. Zhang // Procedia Engineering, Vol. 31, 2012. – P. 156–165.
- Qian Z. D. Numerical simulation and analysis of pressure pulsation in Francis hydraulic turbine with air admission / Z. D. Qian, J. D. Yang, W. X. Huai // Journal of Hydrodynamics, Ser. B, Vol. 19, 2007. – P. 467–472.
- Su, W. T. Assessment of LES performance in simulating complex 3D flows in turbo-machines / W. T. Su, F. C. Li, B. X. LiWei [et al.].
   // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, Vol. 6(3),2012. – P. 356–365.
- Ayli E. Determination and generalization of the effects of design parameters on Francis turbine runner performance / E. Ayli, K. Celebioglu, S. Aradag // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, Vol. 10:1, 2016. – P. 545–564.
- Keck H. Thirty years of numerical flow simulation of Francis Turbines / H. Keck, M. Sick// Revista Facultad De Ingenieria-Universidad De Antioquia, Vol. 51, 2010. – P. 34–33.

#### **References (transliterated)**

- Mironov, K. A. and Y. Y. Oleksenko. "Primenenie CFD pri proektirovanii jelementov protochnoj chasti gidroturbin. Bulletin of the National Technical University No. 20. "KhPI". Kharkov, NTU "KhPI", 2016, 116–121. Print.
- 2. Ayli, E., et al. "CFD analysis of 3D flow for 1.4 MW Francis turbine and model turbine manufacturing." *ASME 2015 International*

Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Print.

- Daneshkah, K., and M. Zangeneh. "Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method." 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems Vol. 12, 2010. Print.
- Anup, K. C., B. Thapa, and Y. Lee. "Transient numerical analysis of rotor-stator interaction in a Francis turbine." *Renewable Energy* Vol. 65, 2014. 227–235. Print.
- Farell, C., et al. "Hydromechanics of variable speed turbines (Project Report No 225)." Univer. of Minnesota St. Anthony Falls Hydraulic Laboratory, Department of Natural Resources, 1993. Print.
- Obrovsky, J., et al. "Development of high specific speed Francis turbine for low head HPP." *Engineering Mechanics* Vol. 20(2), 2013. 139–148. Print.
- Kurosawa, S., S. M. Lim, and Y. Enomoto. "Virtual model test for a Francis turbine." *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* Vol. 12(1). IOP Publishing, 2010. Print.
- Zhang, H., and L. Zhang. "Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation *OpenFOAM*." *Procedia Engineering* Vol. 31, 2012. 156–165. Print.
- Qian, Z. D., J. D., Yang, and W. X. Huai. "Numerical simulation and analysis of pressure pulsation in Francis hydraulic turbine with air admission." *Journal of Hydrodynamics* Ser. B, Vol. 19(4), 2007. 467–472. Print.
- Su, W., et al. "Assessment of LES performance in simulating complex 3D flows in turbo-machines." *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* Vol. 6(3), 2012. 356–365. Print.
- Ayli, E., K. Celebioglu, and S. Aradag. "Determination and generalization of the effects of design parameters on Francis turbine runner performance." *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* Vol. 10:1, 2016. 545-564. Print.
- 12. Keck, H., and M. Sick. "Thirty years of numerical flow simulation of Francis Turbines." *Revista Facultad De Ingenieria-Universidad De Antioquia* Vol. 51, 2010. 34–33. Print.

Надійшла (received) 13.11.2017

### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Визначення та аналіз впливу розрахункових параметрів на ефективність радіально-осьових гідротурбін / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 68–72. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

Определение и анализ влияния расчетных параметров на эффективность радиально-осевых гидротурбин / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 68–72. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

**Determination and analysis of the effects of design parameters on Francis turbine runner performance / K. A. Mironov, Yu. Yu. Oleksenko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machinery and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 68–72. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2411-3441.

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

*Миронов Костянтин Анатолійович* – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (068) 828-58-86; е-mail: cosmir@i.ua.

*Миронов Константин Анатольевич* – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (068) 828-58-86; e-mail: cosmir@i.ua.

*Mironov Konstantin Anatolievich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic Machines"; tel.: (068) 828-58-86; e-mail: cosmir@i.ua.

Олексенко Юлія Юріївна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (063) 242-77-05; e-mail: yuliayo@ukr.net.

Олексенко Юлия Юрьевна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (063) 242-77-05; e-mail: yuliayo@ukr.net.

*Oleksenko Yuliia Yuriivna* – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Postgraduate Student at the Department of "Hydraulic Machines"; tel.: (063) 242-77-05; e-mail: yuliayo@ukr.net.

### УДК 621.621.646.49

### А. И. ГАСЮК, М. Б. МАРАХОВСКИЙ

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ.

Запропоновано математичну модель запобіжного клапана а пропорційним керуванням. Модель дозволяє проводити аналіз статичних характеристик клапана. Отримані залежності дозволяють виробляти прогнозну оцінку статичної та динамічної характеристики запобіжного клапана для діапазону зміни струму електромагніту 0-1 А. Модель дозволяє досліджувати величину перерегулювання і постійну часу перехідного процесу запобіжного клапана.

Ключові слова: запобіжний клапан, статична характеристика, динамічна характеристика, математична модель, постійна часу, величина перерегулювання, перехідний процес.

Предложена математическая модель предохранительного клапана а пропорциональным управлением. Модель позволяет производить анализ статических характеристик клапана. Полученные зависимости позволяют производить прогнозную оценку статической и динамической характеристики предохранительного клапана для диапазона изменения тока электромагнита 0-1 А. Модель позволяет исследовать величину перерегулирования и постоянную времени переходного процесса предохранительного клапана.

Ключевые слова: предохранительный клапан, статическая характеристика, динамическая характеристика, математическая модель, постоянная времени, величина перерегулирования, переходный процесс.

A mathematical model of a safety valve is proposed, but proportional control. The model allows to analyze the static characteristics of the valve. The obtained dependences make it possible to make a predictive estimate of the static and dynamic characteristics of the safety valve for the current range of the electromagnet 0-1 A. The model allows to investigate the overshoot value and the time constant of the transient process of the safety valve. For the valve as a regulation and control system, two transient signals are identified, namely the control signal and the disturbance signal. It is shown who, when using a valve in a hydraulic system to stabilize the pressure of the working fluid, the most important is the transient process associated with an increase in flow through the valve.

Keywords: safety valve, static characteristic, dynamic characteristic, mathematical model, time constant, overshoot, transient.

Введение. В современных гидросистемах технологических машин применяют предохранительные клапаны непрямого действия. Для клапана как системы регулирования и управления существуют два сигнала переходного процесса, а именно сигнал управления (ток электромагнита) и сигнал возмущения (увеличения расхода через клапан).

При использовании клапана в гидравлической системе для стабилизации давления рабочей среды наиболее важным является переходной процесс (при заданном сигнале управления), связанный с увеличением расхода через клапан. Параметрами этого процесса является величина заброса давления на входе клапана и постоянные времени этого процесса.

С точки зрения статической характеристики клапана как объекта дистанционного пропорционального управления важен линейностью и гистерезисом этой характеристики. А как объект регулирования давления он важен характеристикой независимости настроенного давления от изменения расхода в диапазоне от  $Q_{\min}$  до  $Q_{\max}$ .

Основная часть. Нелинейная система уравнений динамики клапана приведена ниже.

Расчетная схема предохранительного клапана КПП-50/32T с пропорциональным управлением по давлению приведена на (рис. 1).

Уравнение электрической цепи электромагнита имеет вид:

$$L\frac{di}{dt} + Ri + K_{\mathfrak{H}}\frac{dx_{\mathfrak{H}}}{dt} = U_{\mathfrak{B}\mathfrak{X}}, \qquad (1)$$

где *L* – индуктивность катушки электромагнита; *R* – сопротивление катушки электромагнита;

*i* – сила тока в катушке электромагнита;

 $K_{2}$  – постоянная электромеханической связи;  $U_{\text{вх}}$  - входное напряжение.

Уравнение движения [1] якоря электромагнита запишем в виде:

$$m_{\rm g} \frac{d^2 x_{\rm g}}{dt^2} + \lambda_{\rm H} \frac{d x_{\rm g}}{dt} - C_{\rm g} x_{\rm g} = k_i i - F_{03} - C_3 (x_{\rm g} + x_i), \quad (2)$$

где *m*<sub>я</sub> - приведенная масса якоря электромагнита с втулкой;

 $x_{\rm s}$  - перемещение якоря (положительное значение отсчитывается в направлении к седлу клапана управления от упора в корпусе);

λ<sub>н</sub> - приведенный коэффициент вязкого трения;

*x<sub>i</sub>* - перемещение иглы (положительное значение отсчитывается от положения закрытия клапана);

С - электромагнитная жесткость;

*k<sub>i</sub>* - коэффициент пропорциональности между силой, развиваемой электромагнитом и током;

*F*<sub>03</sub>, *C*<sub>3</sub> - сила предварительного натяжения и жесткость пружины, расположенной между втулкой якоря и иглой.

Уравнение движения клапана:

$$m_{k} \frac{d^{2} x_{k}}{dt^{2}} + C_{xk} = S_{A} P_{A} - S_{0} P_{0} - F_{0} -$$
  
-  $2\mu_{k}^{2} \pi d_{k} \sin \gamma \cos \theta P_{A} X_{k}$ , (3)

где *x<sub>k</sub>* - перемещение клапана (положительное направление движения отсчитывается от положения закрытия клапана);

*m<sub>k</sub>* - приведенная масса клапана; масса клапана и пружины соответственно;

 $P_{A_{1}}P_{D}$  - давление на входе и выходе клапана;

© А. И. Гасюк, М. Б. Мараховский, 2017

*P*<sub>0</sub> – давление в надклапанной полости;

 $\mu_k$  - коэффициент расхода клапана;

 $d_k$  - диаметр клапана;

θ - угол наклона струи жидкости протекающей через клапан;

γ - половина угла конуса седла клапана.



Рис. 1 - Расчетная схема предохранительного клапана.

Уравнение движения аварийного клапана [3]:

$$m_{Ak} \frac{d^2 x_{Ak}}{dt^2} + C_{Ak} x_{Ak} = S_{Ak} P_E - F_{A0} , \qquad (4)$$

где x<sub>Ak</sub> - перемещение клапана (положительное направление движения отсчитывается от положения закрытия клапана);

*m*<sub>Ak</sub>, *m*<sub>пр</sub> – приведенная масса клапана; и пружины соответственно;

 $P_E$  – давление на входе клапана;

*F*<sub>A0</sub>, *C*<sub>Ak</sub> – сила предварительного натяжения и жесткость пружины аварийного клапана.

Уравнение движения иглы клапана управления:

$$m_i \frac{d^2 x}{dt^2} + C_i x_i + C_3 (x_i - x_g) = S_i P_c - F_{03} + F_{02},$$
(5)

где x<sub>i</sub> – перемещение иглы (положительное направление движения отсчитывается от положения закрытия клапана);

 $m_i = m_i + 1/3 m_{\rm np}$  - приведенная масса иглы;

 $m_i, m_{\pi p}$ масса иглы пружины и соответственно;

*P*<sub>c</sub> - давление в полости седла;

F02, Ci - сила предварительного натяжения и жесткость пружины, расположенной между иглой и селлом.

Уравнение неразрывности во входной полости клапана А:

$$\frac{V_A d_{PA}}{E dt} = Q_{\rm H}(t) - \mu_k \pi d_k x_k \sin \gamma \sqrt{\frac{2(P_A - P_0)}{\rho}} \cdot \text{sign}(P_A - P_0) - \mu_{AP} \frac{\pi d_{AP}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_A - P_0)}{\rho}} \text{sign}(P_A - P_0) - S_A \frac{dx_k}{dt}$$
(6)

где  $V_A$  - объем входной полости A;

Е – модуль упругости жидкости;

 $Q_{\rm H}(t)$  - расход подаваемый на вход клапана;

µ<sub>AP</sub>, d<sub>AP</sub> - коэффициент расхода и диаметр дросселя между входной и надклапанной полостями клапана.

Уравнение неразрывности в надклапанной полости D

$$\frac{V_D dP_D}{E dt} = \mu_{AD} \frac{\pi d_{AD}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_A - P_D)}{\rho}} \cdot \text{sign}(P_A - P_D) - \frac{\pi d_{Pk}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_D - P_E)}{\rho}} \text{sign}(P_D - P_E) - S_D \frac{dx_k}{dt}},$$
(7)

где  $V_D = V_0 - S_D x_k$  - текущее значение объема полости D;

 $V_0$  - начальное значение объема полости D;

µDE, dDE - коэффициент расхода и диаметр дросселя между полостями D и E;

 $P_E$  - давление в полости *E*.

Уравнение неразрывности в полости Е:

$$\frac{V_E dP_E}{E dt} = \mu_{DE} \frac{\pi d_{DE}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_D - P_E)}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(P_D - P_E) - \mu_{EC} \frac{\pi d_{EC}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_E - P_C)}{\rho}} \operatorname{sign}(P_E - P_C) - (8) - \mu_{Ak} \pi d_{Ak} x_{Ak} \sin \gamma_A \sqrt{\frac{2(P_E - P_0)}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(P_E - P_0)$$

где  $V_E$  - объем полости E;

µЕС, dEC - коэффициент расхода и диаметр жиклера между полостями Е и С;

 $P_{C}$  - давление в полости C;

µ<sub>Ak</sub>, d<sub>Ak</sub> - коэффициент расхода и диаметр седла аварийного клапана;

*γ*<sub>A</sub> – половина угла конуса аварийного клапана. Уравнение неразрывности в полости сопла С:

$$\frac{V_{\rm C}dP_{\rm C}}{Edt} = \mu_{EC} \frac{\pi d_{EC}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_E - P_{\rm C})}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(P_E - P_{\rm C}) -$$

$$-\mu_c \pi d_c x_i \sin \gamma_i \sqrt{\frac{2P_{\rm C}}{\rho}} \tag{9}$$

где  $d_{c}$  - диаметр седла;

*P*<sub>C</sub> - давление в полости сопла;

µс- коэффициент расхода дросселя сопло-игла;

*γi* - половинный угол конуса иглы.

Нелинейная система уравнений статики клапана.

Равновесное состояние клапана (статика) описывается нелинейной системой алгебраических уравнений[4, 5].

Нелинейная система уравнений статики относительно перечисленных переменных  $\overline{l}, \overline{x_k}, \overline{x_i}, \overline{x_g}, \overline{x_{Ak}}, \overline{P_A}, \overline{P_D}, \overline{P_E}, \overline{P_C}$ , приведена ниже [6]:

$$R_i = \overline{U}_{\rm BX} \,, \tag{10}$$

$$-C_{3}\bar{x}_{3} = k_{i}i - F_{03} - C_{3}(\bar{x}_{3} - \bar{x}_{i}), \qquad (11)$$

$$C_i \overline{x_i} + C_3 (\overline{x_i} - \overline{x_g}) = S_i \overline{P_C} - F_{03} + F_{02},$$
 (12)

$$C_{Ak} \overline{x_{Ak}} = S_{Ak} \overline{P_E} - F_{A0}, \qquad (13)$$

$$(2\overline{P_A}\mu_k^2\pi d_k\cos\theta\sin\gamma + C)\overline{x_k} = S_A\overline{P_A} - S_0\overline{P_0} - F_0, \quad (14)$$

$$Q_{\rm H} - \mu_k \pi d_k \overline{x_k} \sin \gamma \sqrt{\frac{2(P_{\rm H} - P_0)}{\rho}} - \frac{\pi d_{4D}^2}{\sqrt{2(P_{\rm H} - P_D)}}, \qquad (15)$$

$$-\mu_{AD} \frac{\pi d_{AD}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_{\rm H} - P_D)}{\rho}} = 0$$

$$\mu_{AD} \frac{\pi d_{AD}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_{\rm H} - P_D)}{\rho}} - \mu_{DE} \frac{\pi d_{DE}^2}{4} \times , \qquad (16)$$

$$\sqrt{\frac{2(P_{\rm D} - P_E)}{\rho}} = 0$$

$$\mu_{DE} \frac{\pi d_{DE}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_D - P_E)}{\rho}} - \mu_{EC} \frac{\pi d_{EC}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_E - P_C)}{\rho}} - \mu_{EC} \frac{\pi d_{EC}^2}{4} \sqrt{\frac{$$

$$\mu_{EC} \frac{\pi d_{EC}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_E - P_C)}{\rho}} - \mu_c \pi d_c \overline{x_i} \sin \gamma_i \sqrt{\frac{2\overline{P_C}}{\rho}} = 0. \quad (18)$$

В этой системе величины давления являются неинформативными, поэтому их можно исключить из неё.

Из уравнений (17) и (18) величины давлений выражаются в виде

$$\overline{P_C} = K_{cd} \overline{P_D} \tag{19}$$

$$\overline{P_E} = K_{ed} \overline{P_D}$$
(20)

где

$$K_{cd} = \frac{1}{1 + K_1 + K_2}$$

$$K_{ED} = \frac{1}{1 + K_1 + K_2} (1 + K_2)$$

$$K_1 = \{\mu_c \pi d_c \overline{x_i} \sin \gamma_i / \mu_{DE} \frac{\pi d_{DE}^2}{4}\}^2 \qquad (21)$$

$$K_{2} = \{\mu_{c}\pi d_{c}\overline{x_{i}} / \mu_{EC} \frac{\pi d_{EC}^{2}}{4}\}^{2}$$
(22)

Из уравнения (14) величина  $P_A$  выражается через перемещение системы следующим образом:

$$\overline{P_A} = K_{Ad} \overline{P_D}$$

Окончательно система уравнений статики относительно переменных  $\overline{P_D}, \overline{x_k}, \overline{x_i}, x_g$  останется в виде:

$$-C_{3}\bar{x}_{3} = K_{i}\bar{l} - F_{03} - C_{3}(\bar{x}_{3} - \bar{x}_{i})$$
(23)

$$C_i \overline{x_i} + C_3 (\overline{x_i} - \overline{x_g}) = S_i K_{cd} \overline{P_p} - F_{03} + F_{02}$$
 (24)

$$(2\overline{K_{Ad}}P_D\mu_k^2\pi d_k\cos\theta\sin\gamma + C)\overline{x_k} = = (S_AK_{Ad} - S_D)\overline{P_D} - F_D$$
(25)

$$\overline{Q_{\rm H}} - \{\sqrt{K_{Ad}} + K_q \sqrt{K_{Ad}} - 1\mu_k \pi d_k \times \overline{x_k} \sin \gamma \sqrt{\frac{2P_0}{\rho}} = 0$$
(26)

где

$$K_q = \frac{\mu_{AD} d_{AD}^2}{4\mu_k d_k x_k \sin\gamma}$$

В математической модели приняты приближенные значения коэффициентов расхода жиклеров в линии уравнения клапаном.

Зависимость коэффициента расхода [2] седло – клапан  $\mu_k = f(\text{Re})$  от числа Рейнольдса принята в виде

$$\mu_k = \frac{\mu_{\rm urr} \sqrt{\rm Re}}{\sqrt{\rm Re + \rm Re}_k} \quad , \tag{27}$$

где  $\mu_{m\tau}$ - предельное значение коэффициента щели ( $\mu_{m\tau} = 0,77$ );

Re - число Рейнольдса

$$\operatorname{Re} = 2 \frac{Q_k}{\pi d_k v};$$

Re<sub>k</sub> - критическое число Рейнольдса (Re<sub>k</sub> =350)

Для угла наклона струи принята линейная зависимость  $Q = f(\overline{x_k})$  от величины открытия клапана.

**Выводы:** 1. В результате разработана математическая модель предохранительного клапана с пропорциональным управлением КПП-50/32 Т.

2. Математическая модель позволяет определить статические характеристики клапана для диапазона изменения сигнала управления (тока электромагнита)и расхода через клапан соответственно 0-1 А и 0-1500 л/мин.

#### Список литературы

- Данилов Ю. А. Аппаратура объемных гидроприводов. Рабочие процессы и характеристики / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колпаков. – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.
- 2. Седач В. В. О рациональном проектировании конических клапанов гидро- и пневмосистем / В. В. Седач // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. 1986, № 22. с. 107 110.
- 3. Ситников Б. Т., Расчет динамических характеристик предохранительно-переливных клапанов непрямого действия. / Б. Т. Ситников, В. В. Усманов // В сб. научных трудов «Гидравлические системы металлорежущих станков» М. : Станкин. 1981. № 6, с. 51 61.
- Tonyan M. J. Electronically controlled proportional valves. M. J. Tonyan New Jork. – 1985. – 180 p.
- Thoma J. U. La Conception des Systems hydrauliguesdanslage du Microerdinatenr / J. U. Thoma // Energie Fluide – 1987. – № 1.
- Лурье З. Я. Динамика гидропривода в режиме перегрузки с предохранительным клапаном непрямого действия / З. Я. Лурье, А. И. Гасюк // Вестник Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. – Сумы: СумГУ. – 2000. – № 38. – С. 93–97.

3. Разработанная математическая модель дает возможность исследовать динамические характеристики (величина перерегулирования, и постоянная времени переходного процесса) предохранительного клапана

#### **References** (transliterated)

- 1. Danilov, YU. A., YU. L. Kirillovskiy, and YU. G. Kolpakov Apparatura ob'yemnykh gidroprivodov. Rabochiye protsessy i kharakteristiki. Moscow: Mashinostroyeniye, 1990. Print.
- Sedach, V. V. "O ratsional'nom proyektirovanii konicheskikh klapanov gidro- i pnevmosistem." *Gidroprivod i* gidropnevmoavtomatika, No 22. 1986. 107 – 110. Print.
- Sitnikov, B. T. and V. V. Usmanov "Raschet dinamicheskikh kharakteristik predokhranitel'no-perelivnykh klapanov nepryamogo deystviya." V sb. nauchnykh trudov «Gidravlicheskiye sistemy metallorezhushchikh stankov». Moscow: Stankin, No 6. 1981. 51 – 61. Print.
- Tonyan, M. J. Electronically controlled proportional valves. New Jork. 1985. Print.
- Thoma, J. U. "La Conception des Systems hydrauliguesdanslage du Microerdinatenr". *Energie Fluide*. No 1. 1987. Print.
- Lur'ye, Z. YA. and A. I. Gasyuk "Dinamika gidroprivoda v rezhime peregruzki s predokhranitel'nym klapanom nepryamogo deystviya". *Vestnik Natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta Ukrainy «Kiyevskiy politekhnicheskiy institut». Mashinostroyeniye.* Sumy: SumGU. No 38. 2000. 93-97. Print.

Поступила (received) 24.10.2017

### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Математична модель для дослідження статичних і динамічних характеристик запобіжного клапана непрямої дії. / А. І. Гасюк, М. Б. Мараховський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегаті. - Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264). – С. 73–76. – Бібліогр. 6 назв. - ISSN 2411-3441.

Математическая модель для исследования статических и динамических характеристик предохранительного клапана непрямого действия. / А. И. Гасюк, М. Б. Мараховский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264). – С. 73–76. – Библиогр. 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Mathematical model for the study of static and dynamic characteristics of the safety valve of indirect action. / A. I. Gasyuk, M. B. Marakhovsky // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 73–76. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2411-3441.

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

*Гасюк Олександр Іванович* – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

*Гасюк Александр Иванович* – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

*Gasiyk Alexander Ivanovich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machine"; tel.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

*Мараховський Михайло Борисович* – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

*Мараховский Михаил Борисович* – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

*Marakhovsky Mikhail Borisovich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machine"; tel.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

## УДК 621.224

## *Є. С. КРУПА*

# ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОСТОРОВОГО ПОТОКУ В ПІДВОДІ ОСЬОВОЇ ПОВОРОТНО-ЛОПАТЕВОЇ ГІДРОТУРБІНИ

Проведено чисельний експеримент, за допомогою програмного комплексу *OpenFOAM* для трьох модифікацій підводу осьової поворотнолопатевої турбіни ПЛ20. В результаті проведення чисельного дослідження потоку отримано і проаналізовано поля швидкостей в характерних перетинах підводу гідротурбіни ПЛ20, епюри розподілу швидкостей вздовж перетинів колон статора, значення гідравлічних втрат енергії у підводі. На основі даного аналізу було вибрано варіант підводу з мінімальними втратами та найкращою картиною течії в проточній частині.

Ключові слова: гідротурбіна, проточна частина, спіральна камера, статор, втрати енергії, чисельне моделювання

Проведен численный эксперимент, с помощью программного комплекса *OpenFOAM* для трех модификаций подвода осевой поворотнолопастной турбины ПЛ20. В результате проведения численного исследования потока получено и проанализировано поля скоростей в характерных сечениях подвода гидротурбины ПЛ20, эпюры распределения скоростей вдоль сечений колонн статора, значения гидравлических потерь энергии в подводе. На основе данного анализа был выбран лучший вариант подвода с минимальными потерями и лучшей картиной течения в проточной части.

Ключевые слова: гидротурбина, проточная часть, спиральная камера, статор, потери энергии, численное моделирование

A numerical experiment was carried out using the *OpenFOAM* software package for three modifications of the approach of the Kaplan turbine PL20. As a result of the numerical investigation of the flow, the velocity fields were obtained and analyzed in the characteristic sections of the supply of the Kaplan turbine PL20, the velocity distribution diagrams along the sections of the stator columns, the value of the hydraulic losses of energy in the supply. Сумарні втрати в спіральній камері зі статором обчислювалися як різниця повної енергії на вході в спіраль і виході зі статора, поділена на напір. Based on this analysis, the best approach was chosen with minimal losses and the best flow pattern in the flow section.

Keywords: hydraulic turbine, flow part, spiral casing, stay vanes, energy loss, numerical modelling

Вступ. При створенні нової гідромашини, коли вілповілні модельні характеристики відсутні, спрогнозувати її напір і ККД до її виготовлення в металі донедавна було вкрай важко. Визначити трикутниками теоретичний напір, задавшись швидкостей на вході і виході, дозволяє рівняння Ейлера. Для визначення кутів потоку в цих трикутниках було запропоновано безліч емпіричних формул для різних класів гідромашин (наприклад, поправка Стодоли-Майзеля).

При відсутності модельних характеристик спрогнозувати параметри, що видає гідромашина, можливо лише за результатами розрахунку картини течії рідини в середині її проточної частини (ПЧ) Загальний рідкого [1; 2; 3; 7]. випадок руху середовища описується рівняннями Нав'є-Стокса, проте їх рішення, зважаючи на їх складності, до недавнього часу було можливо лише з істотними спрощеннями.

У даній роботі для чисельного дослідження потоку в підводі (спіральна камера (СК) та статор) гідротурбіни ПЛ20 було використано програмний комплекс *OpenFOAM*.

Програмний комплекс *OpenFOAM* в даний час широко використовується для вирішення прикладних завдань гідрогазодинаміки [2].

Програмний комплекс *OpenFOAM* призначений для моделювання тривимірних течій рідини і газу в технічних і природних об'єктах, а також візуалізації цих течій методами комп'ютерної графіки.

Модельовані течії включають в себе стаціонарні та нестаціонарні, стискувані, слабостискувані і нестискувані потоки рідини і газу. Використання різних моделей турбулентності і адаптивної розрахункової сітки дозволяє моделювати складні рухи рідини, вмикаючи течію з сильною закруткою, горінням, течії з вільною поверхнею.

Процес розрахунку течії рідини включає в себе наступні кроки, виконувані користувачем:

а) створення області розрахунку ("геометрії" пристрою) в САПР і імпортування її в *OpenFOAM*;

б) завдання математичної моделі;

- в) завдання граничних умов;
- г) створення розрахункової сітки;
- д) завдання параметрів методів розрахунку;

е) проведення розрахунку (без участі користувача);

 є) перегляд результатів розрахунку в графічній формі ("візуалізація" результатів розрахунків) та збереження даних у файли;

**Об'єкт дослідження. Умови проведення** розрахунків. В якості об'єкта дослідження було розглянуто підвід (СК з решіткою статора) осьової поворотно-лопатевої гідротурбіни ПЛ20.

Основні геометричні характеристики СК: симетричні трапецеїдальні меридіональні перетини; кут обхвату в плані  $\phi_{cn} = 210^\circ$ ; на вході встановлено опорний бичок, який розділяє потік на два рівних за площею канали. Статор складається з 12 колон, включаючи зуб спіралі.

Створення геометричної моделі підводу. В даний час існує цілий ряд програмних продуктів дозволяють ефективно виконати це завдання SolidWorks, T-Flex, Unigraphics, AutocadMechanical Desktop, ProEngineer, Catia, Компас 3D та ін. [1; 3; 4].

Розрахунок течії води в гідроагрегаті є завданням внутрішньої течії, тому в *OpenFOAM* достатньо імпортувати геометрію ПЧ. При цьому внутрішній об'єм підводу повинен бути представлений як твердотільна модель (рис. 1).



Рис. 1 – Твердотільна модель проточної частини підводу

Вибір математичної моделі та моделі турбулентності. Одним з головних етапів вирішення задачі є вибір моделі розрахунку.

На першому розрахунковому етапі середовище припускається однофазним нестискуваним в'язким, течія – турбулентна. Процес, що моделюється припускається ізотермічним. Критерієм турбулентності є число Рейнольдса.

Для математичного моделювання турбулентних течій в проточній частині використовуємо систему рівнянь нерозривності і Рейнольдса усередненого турбулентного руху:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho u_j \right) = 0; \\ \frac{\partial}{\partial t} \left( \rho u_i \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho u_i u_j \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho u_i' u_j' \right) = -\frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) \right] + f_i, \end{cases}$$

де *i*, *j* = 1...3 – сумування за однаковими індексами;  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$  – осі координат;  $u_1$ ,  $u_2$ ,  $u_3$  – осереднені за часом значення швидкостей;  $u'_1$ ,  $u'_2$ ,  $u'_3$  – пульсаційні складові швидкостей;  $f_i$  – виражає дію масових сил. Течія в обертових робочих органах розглядається у відносній системі координат, при цьому член  $f_i$  в правій частині рівняння виражає дію відцентрових і коріолісових сил:  $\vec{f}_i = -\rho(2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}))$ , де  $\omega$  – кутова швидкість обертання;  $\vec{r}$  – радіус-вектор (модуль якого дорівнює відстані від даної точки до осі обертання).

Для замикання представленої системи рівнянь використовуються різні моделі турбулентності.

В даній роботі була використана модель турбулентності «Стандартна *k*--є модель».

У сучасних програмних продуктах широко використовується *k*-є модель турбулентності, а також її модифікації. При використанні цієї моделі система рівнянь руху рідини доповнюється двома диференціальними рівняннями, що описують перенос відповідно кінетичної енергії турбулентності *k* і швидкості дисипації є.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho \overline{u_j} k \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon ,$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\overline{u_j}\varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right) + \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1}P_k - \rho C_{\varepsilon 2}\varepsilon),$$

де  $P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$  – член, що виражає генерацію

енергії k; 
$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$$
,  $\Gamma_{\varepsilon} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon}}$ .

Параметри є і µ визначаються наступним чином:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial u_i'}{\partial x_j} \right)^2 , \ \mu_t = \rho C_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon} .$$

Константи k— $\varepsilon$  моделі, згідно роботи:  $C_{\mu} = 0,09;$  $C_{\varepsilon 1} = 1,44; C_{\varepsilon 2} = 1,92; \sigma_k = 1,0; \sigma_{\varepsilon} = 1,3.$ 

Задання граничних умов. Чисельні дослідження виконано для моделі з діаметром РК  $D_1 = 1$  м при напорі H = 1 м, для оптимального режиму роботи гідротурбіни (згідно універсальної характеристики ПЛ 20/811-В-50).

На межах розрахункових областей задавалися наступні параметри:

– на вході – масова режимна витрата  $Q'_I = 1160 \, \text{л/c}$ ;

на стінці – умова прилипання (швидкість дорівнює нулю);

- на виході - статичний тиск P = 101325 Па.

Завдання вихідної розрахункової сітки. Одним з найважливіших етапів створення розрахункової моделі є побудова розрахункової сітки. Побудова розрахункової сітки — це процес розбиття розрахункової області на безліч окремих комірок. Комірки сітки являють собою багатогранники, зазвичай тетраедри, гексаедр, призми або піраміди.

Кромки цих комірок утворюють лінії розрахункової сітки, а точки, розташовані на крайках або в центрі комірок — вузли розрахункової сітки. В результаті чисельного рішення рівнянь математичної моделі саме у вузлах розрахункової сітки і визначаються шукані параметри течії [2].

Дискретизацію досліджуваної проточної частини підводу виконано за допомогою неструктурованої сітки з комірками тетраедральної форми з локальним згущенням біля кромок колон статора.

Загальне число елементів СК з колонами статора – 3,2 млн (рис. 2).

Для якісного описання пограничного шару на стінках області будувалися призматичні комірки.



Рис. 2 – Розрахункова сітка моделі підводу Bulletin of NTU "КhPI". 2017. № 42(1264)

Чисельне дослідження потоку в підводі гідротурбіни ПЛ20 для різних модифікацій колон статора. В результаті проведення чисельного експерименту отримано і проаналізовано наступні дані для різних модифікацій колон статора:

 – візуалізацію потоку (поля швидкостей) в характерних перетинах підводу гідротурбіни ПЛ20;

– епюри розподілу швидкостей вздовж перетинів колон статора;

– значення гідравлічних втрат енергії у підводі. Сумарні втрати в спіральній камері зі статором обчислювалися як різниця повної енергії на вході в спіраль і виході зі статора, поділена на напір.

На основі даного аналізу було вибрано найкращий варіант підводу з мінімальними втратами та найкращою картиною течії в проточній частині.

### Модифікація 1.

На рис. З зображено геометрію моделі підводу з колонами статору однакової форми вздовж периметру статора. Слід одразу відзначити, що така форма колон статора у відкритій частині СК не використовується у гідротурбобудуванні [5; 6]. Чисельне дослідження течії при такій модифікації виконане для візуалізації відривних течій, що приводять до збільшення гідравлічних втрат та погіршення структури потоку перед лопатками направляючого апарату.



Рис. 3 – Геометрія підводу з однаковими колонами статору (модифікація 1)

На рис 4–7 приведено візуалізацію результатів розрахунку просторового потоку в пакеті *OpenFOAM* для модифікації 1.



Рис. 4 – Розподіл абсолютної швидкості в середньому по висоті НА перетині (модифікація 1) на оптимальному режимі

Hydraulic machines and hydraulic units



Рис. 5 – Поля абсолютної швидкості у меридіональних перетинах СК (модифікація 1) на оптимальному режимі:  $a - \varphi_{cn} = 210^\circ$ ;  $\delta - \varphi_{cn} = 120^\circ$ ;  $e - \varphi_{cn} = 30^\circ$ 



Рис. 6 – Обтікання статорних колон (модифікація 1) на оптимальному режимі



Рис. 7 – Обтікання трьох перших статорних колон після зуба СК (модифікація 1)

Проведемо аналіз отриманих результатів чисельного експерименту підводу з колонами статору однакової форми (модифікація 1).

На рис. 5 наведено ізолінії абсолютної швидкості меридіональних перетинах спіральної камери, відповідних кутам обхвату  $\phi_{cn} = 30^\circ$ ,  $\phi_{cn} = 120^\circ$  і  $\phi_{cn} = 210^\circ$ . Значення абсолютної швидкості зростає при наближенні до колон статора. По висоті перетинів спостерігається рівномірний розподіл швидкості.

На рис. 4, 6, 7 приведено розподіл абсолютної швидкості в середньому по висоті направляючого апарату (НА) перетині (модифікація 1) на оптимальному режимі ( $Q'_I = 1160 \, \text{л/c}$ ). Як видно з цієї

візуалізації, обтікання семи колон, розташованих в спіральній частині камери є рівномірним. У цій області піки швидкостей на вході невеликі, і, отже, невеликі ударні втрати, гідродинамічний слід за колонами незначний. У відкритій частині камери, де встановлені чотири колони однакової форми, обтікання погіршується: спостерігаються значні відриви потоку на перших двох колонах після зубу спіралі, а за колонами присутній розвинений гідродинамічний слід.

Отже, при установці симетричних колон статора, СК не виконує своєї функції, а саме формування рівномірного осесиметричного підведення потоку на вході в решітку НА. Гідравлічні втрати в підводі (модифікація 1) на оптимальному режимі по результатам розрахунку склали 1,5 %.

### Модифікація 2.

При побудові другої модифікації було використано рекомендації [5; 6], які прийняті в гідротурбобудуванні при проектуванні колон статора.

Для забезпечення осесиметричного потоку на вході в направляючий апарат кут потоку  $\delta$  на виході з колон повинен бути однаковим по всьому периметру статора. Кут  $\delta_{BX}$  потоку на вході в колони статора різний в залежності від їх розміщення у відкритій частині камери. У відкритій частині камери кут  $\delta$  спочатку зменшується до нуля, а потім приймає від'ємне значення біля зуба спіралі. Тому форму колон біля зуба виконують від'ємної кривизни. Форма колон в спіральній частині однакова [5].

На рис. 8 зображено геометрію моделі підводу з 12 колонами статора (включаючи зуб спіралі) – 4-ма колонами різної форми у відкритій частині спіральної камери та 7-ма колонами однакової форми в спіральній частині камери.



Рис. 8 – Геометрія підводу (модифікація 2)

На рис. 9–12 приведено візуалізацію потоку у підводі (модифікація 2) на оптимальному режимі  $(Q'_I = 1160 \text{ л/c}).$ 

На рис. 10 наведено ізолінії абсолютної швидкості меридіональних перетинах спіральної

камери, відповідних кутам обхвату  $\phi_{cn} = 30^{\circ}$ ,  $\phi_{cn} = 120^{\circ}$  і  $\phi_{cn} = 210^{\circ}$ .



Рис. 9 – Розподіл абсолютної швидкості в середньому по висоті НА перетині (модифікація 2) на оптимальному режимі ( $Q'_I = 1160 \, \text{л/c}$ )



Рис. 10 – Поля абсолютної швидкості у меридіональних перетинах СК (модифікація 2) на оптимальному режимі  $(Q'_I = 1160 \text{ n/c})$ :

$$a - \phi_{cn} = 210^{\circ}; \, \delta - \phi_{cn} = 120^{\circ}; \, \epsilon - \phi_{cn} = 30^{\circ}$$



Рис. 11 – Обтікання статорних колон (модифікація 2) на оптимальному режимі ( $Q'_I = 1160 \, \text{л/c}$ )

Значення абсолютної швидкості зростає при наближенні до колон статора. По висоті перетинів спостерігається рівномірний розподіл швидкості. У порівняння з модифікацією 1 абсолютна швидкість на виході з колон статора дещо менша.

На рис. 9, 11, 12 наведено розподіл абсолютної швидкості в середньому по висоті НА перетині на оптимальному режимі; як видно з цієї візуалізації, картина течії у спіральній частині камери така ж як і в першій модифікації.



Рис. 12 – Обтікання трьох перших статорних колон після зуба СК (модифікація 2)

У відкритій частині камери, де встановлені чотири колони різної форми, спостерігаються невеликі відриви потоку на перших трьох колонах після зубу спіралі. Але в порівнянні з першою модифікацією течія по всьому периметру статору більш рівномірна, без значних відривів потоку.

Гідравлічні втрати в підводі (модифікація 2) по результатам розрахунку склали 0,7 %.

## Модифікація 3

Проаналізувавши результати чисельного дослідження потоку в підводі з колонами статору різної форми (модифікація 2) було зроблено висновок, що ця модифікація краща за першу, без значних відривів потоку, з меншими втратами в проточній частині. Але на перших трьох колонах після зуба у відкритій частині камери все таки присутні відриви потоку і значення швидкості потоку на спинці профілю збільшується. Тому у третій модифікації було дещо змінено форму цих трьох колон. З умовою збереження вихідного кута [5] δ було змінено кривизну профілю та кут  $\delta_{вх}$ .

На рис. 13 зображено геометрію моделі підводу з 12 колонами статора (включаючи зуб спіралі) з 4-ма колонами різної форми у відкритій частині спіральної камери (зміненої форми, у порівнянні з модифікацією 2, на основі аналізу результатів чисельного експерименту) та 7-ма колонами однакової форми в спіральній частині камери (модифікація 3).

На рис. 14–17 приведено візуалізацію потоку у підводі (модифікація 3) на оптимальному режимі ( $Q'_I = 1160 \, \text{л/c}$ ).

Проведемо аналіз отриманих результатів чисельного експерименту підводу з колонами статору зміненої форми (модифікація 3).

Картина течії в меридіональних перетинах (рис. 15) схожа на попередню (модифікація 2;

рис. 10) як по значенням абсолютних швидкостей, так і по розподілу вздовж перетинів.

На рис. 14, 16, 17 наведено розподіл абсолютної швидкості в середньому по висоті НА перетині (модифікація 3) на оптимальному режимі; як видно з цієї візуалізації, обтікання семи колон, розташованих в спіральній частині камери є рівномірним.



Рис. 13 – Геометрія підводу (модифікація 3)



Рис. 14 – Розподіл абсолютної швидкості в середньому по висоті НА перетині (модифікація 3) на оптимальному режимі ( *Q*'<sub>I</sub> = 1160 л/с )



Рис. 15 – Поля абсолютної швидкості у меридіональних перетинах СК (модифікація 3) на оптимальному режимі  $(Q'_I = 1160 \, \text{n/c})$ :

 $a - \varphi_{cn} = 210^{\circ}; \ \delta - \varphi_{cn} = 120^{\circ}; \ \epsilon - \varphi_{cn} = 30^{\circ}$ 



Рис. 16 – Обтікання статорних колон (модифікація 3) на оптимальному режимі



Рис. 17 – Обтікання трьох перших статорних колон після зуба СК (модифікація 3)

У відкритій частині камери, де встановлені чотири колони різної форми, геометрію яких було змінено у порівнянні з другою модифікацією, відриви потоку стали меншими і картина течії в проточній частині підводу дещо покращилась.

Гідравлічні втрати в підводі (модифікація 3) по результатам розрахунку склали 0,62 %.

Висновки. Отже, було проведено чисельний експеримент, за допомогою програмного комплексу *OpenFOAM* для трьох модифікацій підводу осьової поворотно-лопатевої турбіни ПЛ20.

Перша модифікація була виконана із заздалегідь не вірним для такого типу СК розміщенням і формою колон статора. В результаті розрахунку було виявлено суттєві зони відриву потоку, які негативно впливають на гідродинамічні характеристики підводу.

Друга модифікація колон була побудована згідно рекомендацій, прийнятих в гідротурбобудуванні, з колонами від'ємної кривизни та різної форми у відкритій частині СК. Результати розрахунку показали значне покращення картини течії та зменшення гідравлічних втрат у порівнянні з першою модифікацією.

В третій модифікації було змінено геометрію трьох колон, що дещо покращило картину течії та привело до зменшення гідравлічних втрат у підводі. Прорахувавши три модифікації підводу, робимо висновок, що кращим варіантом є третя модифікація, як по картині течії, так і по мінімальним гідравлічним втратам у підводі.

Таким чином, програмний комплекс *OpenFOAM* можна використовувати для чисельного моделювання потоку у підводі гідротурбін, подальшої оптимізації геометрії колон статора та їх вплив на картину течії перед лопатками направляючого апарату.

#### Список літератури

- Русанов А. В. Численное исследование течения жидкости в проточной части гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЕС / А. В. Русанов, А. В. Линник, П. Н. Сухоребрый, О. Н. Хорев, Д. Ю. Косьянов // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 45. – C. 9–15.
- Shudryk A. L. Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluif / A. L. Shudryk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – № 20. P.90–93.
- Потетенко О. В. Численное исследование пространственного потока в проточной части капсульного гидроагрегата с помощью программного комплекса FlowVision / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 14(988). – С. 72-78.
- Rezvaya K. The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. / K. S. Rezvaya, E. S.Krupa, V. Drankovskiy, O. V. Potetenko, I. I. Tynyanova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017, № 7(1229), P.97–102.
- 5. Барлит В. В. Гидравлические турбины / В. В. Барлит. Киев : Вища школа, 1977. 360 с.
- Ковалев Н. Л. Гидротурбины / Н. Л. Ковалев. Л. : Машиностроение, 1971. – 584 с.
- Барлит В. В. Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса / В. В. Барлит, К. А. Миронов, А. В. Власенко, Л. К. Яковлева // Учебное пособие. Харьков : НТУ «ХПИ», 2008. – 215 с.

#### **References (transliterated)**

- Rusanov, A. V., et al. "Chyslennoe yssledovanye techenyya zhydkosty v protochnoy chasty hydroturbynы PL20 Kremenchuhskoy HES." Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydrounits. No. 45 (1154). Kharkiv: NTU «KhPI», 2015. 9–15. Print.
- Shudryk, A. L. "Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluif." *Bulletin of NTU "KhPI"*. *Series: Hydraulic machines and hydrounits*. No. 20 (1192). Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 90–93. Print.
- Potetenko, O.V., et al. "Chyslennoe yssledovanye prostranstvennoho potoka v protochnoy chasty kapsul'noho hydroahrehata s pomoshch'yu prohrammnoho kompleksa FlowVision." Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya. No. 14(988). Kharkiv: NTU «KhPI», 2013. 72–78. Print.
- 4. Rezvaya, K., et al. "The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine." *Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies.* No. 7 (1229). Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. 97–102. Print.
- 5. Barlyt, V. V. *Hydravlycheskye turbiny*. Kiyiv: Vyshcha shkola, 1977. Print.
- Kovalev, N. L. Hydroturbinyi. Leningrad: Mashynostroenye, 1971. Print.
- 7. Barlyt, V. V., et al. Raschet y proektyrovanye protochnoy chasty reaktyvnyikh hydroturbyn na osnove chyslennoho modelyrovanyya rabocheho protsessa. Kharkiv: NTU "KhPI", 2008. Print.

Надійшла (received) 02.10.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Чисельне моделювання просторового потоку в підводі осьової поворотно-лопатевої гідротурбіни / Є. С. Крупа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 77–83. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Численное моделирование пространственного потока в подводе осевой поворотно-лопастной гидротурбины / Е. С. Крупа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 77–83. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Numerical simulation of the spatial flow in the approach of the Kaplan turbine/ E. S. Krupa // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 77–83. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2411-3441.

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

*Крупа Євгеній Сергійович* – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: zhekr@ukr.net.

*Крупа Евгений Сергеевич* – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: zhekr@ukr.net.

*Krupa Evgeniy Sergeevich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent of the department "Hydraulic machines" of National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, tel.: (057) 707-66-46, e-mail: zhekr@ukr.net.

## УДК 621.22

# К. С. РЕЗВА, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, І. І. ТИНЬЯНОВА

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПОТОКУ У ВИСОКОНАПОРНИХ ОБОРОТНИХ ГІДРОМАШИНАХ

Показано застосування методу осереднених параметрів проточної частини високонапорної гідравлічної машини. Викладено методику розрахунку кутів потоку та основних видів втрат енергії в елементах проточної частини, які необхідні для аналізу робочого процесу в проточній частині. Проведено порівняльний аналіз результатів розрахунку методом осереднених параметрів та результатів чисельного дослідження у програмі СFX. Графічно представлено результати чисельного розрахунку просторової течії в оборотній гідравлічній машині.

Ключові слова: оборотна гідравлічна машина, проточна частина, втрати енергії, осереднені параметри, безрозмірні коефіцієнти, чисельне дослідження

Показано применение метода усредненных параметров проточной части высоконапорных гидравлической машины. Изложена методика расчета углов потока и основных видов потерь энергии в элементах проточной части, которые необходимы для анализа рабочего процесса в проточной части. Проведен сравнительный анализ результатов расчета методом осредненных параметров и результатов численного исследования в программе CFX. Графически представлены результаты численного расчета пространственного течения в оборотной гидравлической машине.

Ключевые слова: оборотная гидравлическая машина, проточная часть, потери энергии, осредненные параметры, безразмерные коэффициенты, численное исследование

The application of the averaged parameters method of the water passage of the high-pressure hydraulic machine is shown. The methodology of the calculation of the angles of the fluid flow and the main types of energy losses in parts of the water passage that are necessary for analyzing the working process in the hydraulic machine is considered. The comparative analysis of calculation results by the averaged parameters method and the results of the numerical research in the CFX program is carry out. The results of the numerical calculation of the spatial flow in the reversible hydraulic machine are presented graphically.

Keywords: reversible hydraulic machine, water passage, energy losses, averaged parameters, dimensionless coefficients, numerical study

Вступ. Відповідно до прогнозованого росту населення, щорічно споживання електроенергії зростатиме майже на 1%. Такі данні опублікувало Міжнародне енергетичне агентство IEA (International Energy Agency). Для вирішення виникаючих проблем стає доцільно використовувати відновлювані ресурси, яким і є гідроенергія. За останні роки лідерами виробництва гідроенергії виступають Китай, Бразилія, Сполучені штати Америки, Канада. В багатьох країнах, що мають значний гідроенергетичних потенціал, досягнуто максимальне його значення.

Якщо розглядати питання гідропотенціалу країн, що розвиваються, а до їх числа входить і Україна, то вони мають великі ресурси для інтенсивного розвитку галузі.

Сьогодні доля гідроенергетики України в балансі виробництва електроенергії загальному складає лише 6 %. Це призвело до визначення напрямку стратегії розвитку енергетики нашої країни до 2030 року для збільшення долі гідроенергетики до 15-17 %. Ця стратегія відповідатиме міжнародним тенденціям, де в якості джерел енергії будуть використовуватися відновлювальні ресурси: вода, вітер, сонце. А отже розглядається розширене використання ГЕС та ГАЕС. Ці станції являють собою важливу частину енергетичної системи, робота яких забезпечувати повинна оптимальні режими вироблення, розподілу, передачі та споживання зумовлює Саме використання ГАЕС енергії. регулювання напівпікових та пікових частин графіків навантажень, дозволяє істотно підвищити стійкість енергетичної системи. Реалізація вказаних функцій веде до розглядання можливості побудови нових, добудови та модернізації існуючих гідроакумулюючих електростанцій [1, 2].

#### Основна частина.

При проектування чи модернізації гідравлічних машин використовують різноманітні методи та підходи для розв'язання поставлених задач.

Одним із методів розрахунку просторової течії є метод осереднення, коли визначаються параметри у характерних перетинах проточної частини гідравлічної машини. В якості характерних перетинів наступні (рис. 1): на приймають виході 3 направляючого апарату, на вході в робоче колесо, на виході з робочого колеса, на вході у відсмоктуючу трубу.



Рис. 1 – Характерні перетини проточної частини гідравлічної машини: 0-0 – вихід з направляючого апарату, 1-1 – вхід в робоче колесо, 2-2 – вихід с робочого колеса, 3-3 – вхід у відсмоктуючу трубу

Для опису робочого процесу, розрахунку та аналізу енергетичних характеристик в оборотній гідравлічній машині використовують основне рівняння гідромашин, рівняння балансу енергії, рівняння кінематичного зв'язку, які можна представити у загальному вигляді або за допомогою безрозмірних комплексів, структура яких витікає з

© К. С. Рєзва, В. Е. Дранковський, І. І. Тиньянова, 2017

$$\begin{split} k_{M\Gamma}^{*} &= f_{M}^{*} \left( \frac{Q}{\omega D^{3}}, \frac{\overline{\Gamma}_{0}}{\omega D^{2}}, L_{PK}' \right), \\ k_{N\Gamma}^{*} &= f_{N}^{*} \left( \frac{Q}{\omega D^{3}}, \frac{\overline{\Gamma}_{0}}{\omega D^{2}}, L_{PK}' \right), \\ k_{HT}^{*} &= f_{H}^{*} \left( \frac{Q}{\omega D^{3}}, \frac{\overline{\Gamma}_{0}}{\omega D^{2}}, L_{PK}' \right), \\ \eta &= f_{\eta}^{*} \left( \frac{Q}{\omega D^{3}}, \frac{\overline{\Gamma}_{0}}{\omega D^{2}}, L' \right), \\ k_{h\Gamma}^{*} &= f_{h}^{*} \left( \frac{Q}{\omega D^{3}}, \frac{\overline{\Gamma}_{0}}{\omega D^{2}}, L' \right), \end{split}$$

де L' – символічне позначення набору безрозмірних геометричних параметрів проточної частини,  $\overline{\Gamma}_0$  – безрозмірний коефіцієнт циркуляції.

У такому разі кожна з характеристик визначається відповідним коефіцієнтом, де в якості величин із незалежною розмірністю використовувались  $\omega$ ,  $\rho$ , D:

 $k_Q^*$  – узагальнений режимний коефіцієнт,  $k_M^*$  – коефіцієнт моменту,  $k_N^*$  – коефіцієнт потужності,  $k_H^*$  – коефіцієнт напору,  $k_h^*$  – коефіцієнт втрат енергії.

Кожний коефіцієнт визначається наступними формулами:

$$\begin{split} k_{M\Gamma}^{*} &= \frac{M_{\Gamma}}{\rho \omega^{2} D^{5}}, \\ k_{N\Gamma}^{*} &= \frac{N_{\Gamma}}{\rho \omega^{3} D^{5}}, \\ k_{HT}^{*} &= \frac{g H_{T}}{\omega^{2} D^{2}}, \\ k_{h\Gamma}^{*} &= \frac{g h_{\Gamma}}{\omega^{2} D^{2}}, \\ k_{Q}^{*} &= \frac{g Q}{\omega^{2} D^{3}}. \end{split}$$

Представимо рівняння балансу енергії для оборотної гідравлічної машини в турбінному режимі, використовуючи безрозмірні коефіцієнти:

 $\frac{g}{O_{L}^{\prime 2}} = k_{H_{T}}^{*} + k_{h_{\Gamma}}^{*}.$ 



### Данна формула описує гідравлічні втрати.

Відома схема розподілу втрат в решітках за їхньою фізичною природою на втрати тертя, кромкові, ударні, циркуляційні, концеві. Загальні втрати в кожному елементі проточної частини оборотної гідромашини визначаються як сума цих видів втрат [5].

$$k_h^* = k_{h\Pi}^* + k_{hPK}^* + k_{hem}^*,$$

де  $k_{h\Pi}^*$ ,  $k_{hPK}^*$ ,  $k_{hem}^*$  – втрати в підводі, робочому колесі та відсмоктуючій трубі відповідно.

Коефіцієнт втрат у підводі дорівнює:

$$k_{h\Pi}^* = k_{hCK}^* + k_{hcm}^* + k_{hHA.}^*,$$

де  $k_{hCK}^*$ ,  $k_{hcm}^*$ ,  $k_{hHA}^*$  – коефіцієнти втрат у спіральній камері, статорі та направляючому апараті [6, 7].

Аналіз балансу втрат необхідний для визначення умов формування оптимального режиму, а також визначення саме тих видів втрат, які найбільш впливають на характер зміни ККД в області основних робочих режимів.

В результаті розрахунків методом осереднених параметрів визначають кути потоку  $\beta_1$  (кути атаки на вході в робоче колесо) та  $\alpha_2$  (кути потоку за робочим колесом) в характерних перетинах проточної частини, що дає інформацію про обтікання лопатевої системи робочого колеса та про узгодження елементів проточної частини гідравлічної машини.

В даній роботі були проведені розрахунки високонапорної гідротурбіни РО500, оборотної гідравлічної машини ОРО200.

На рисунку 2, а представлена прогнозна характеристика гідротурбіни РО500. Ізолінії гідравлічного ККД (η<sub>г</sub>), кутів потоку (β<sub>1</sub> та α<sub>2</sub>) були отримані по результатам розрахунку методом осереднених параметрів.

На рисунку 2, б – характеристика, що побудована по результатам експериментальних даних, в ході зондових досліджень. На ній нанесено ті самі характеристики потоку, а також визначено оптимальну та розрахункову точки. Для радіальноосьових гідротурбін оптимальна та розрахункова точки майже не відрізняються за приведеними оборотами, тому приймають рівні значення цих величин.



Рис. 2 – Характеристика радіально-осьової турбіни РО500: а – розрахункова, б – експериментальна

Провівши порівняльний аналіз характеристик, можна стверджувати, результати обох методів подібні. Це свідчить про те, що точність вимірів на модельних установках висока, а метод осереднених параметрів може бути використаний на початкових етапах моделювання проточної частини та на наступних етапах. Даний метод значно скорочує об'єм розрахунків та експериментальних робіт.

В роботі було проведено розрахунки енергетичних параметрів оборотної гідромашини методом осереднених параметрів для подальшого порівняння з експериментальними даними та результатами чисельного дослідження, щоб визначити можливість використання методу дослідження оборотної гідравлічної машини в турбінному режимі роботи.

На рисунку 3 представлена прогнозна характеристика разом з експериментальною характеристикою оборотної гідромашини ОРО200.

Суцільні лінії – результати розрахунків, прогнозні значення ККД. Штрихові лінії отримані за результатами експериментальних робіт. Також на прогнозній характеристиці зображені ізолінії кутів  $\alpha_2$ . Результати не співпадають із-за того, що при використанні осереднених параметрів під час розрахунків отримують гідравлічний ККД, а після експерименту відомі значення повного ККД. Тому необхідно враховувати ще й об'ємний та дисковий ККД.

Графіки різних втрат енергії представлено на рисунку 4, а-б.

На графіку залежності втрат від приведеної витрати (рис. 4, б) нанесено результати розрахунків в пакеті програм CFX. Розраховувались втрати енергії у підводі проточної частини оборотної гідромашини для різних відкриттів направляючого апарату. Характер кривої, отриманої в результаті просторового дослідження течії, схожий з характером кривої, яка побудована по результатам розрахунку з використанням осереднених параметрів.

В точці оптимального режиму ( $Q_{\text{опт}} = 330 \text{ л/с}$ ,  $n_{\text{опт}} = 78 \text{ об/хв}$ ) дані чисельного експерименту дуже близькі з прогнозними (розрахунковими): 1,54% та 1,56% відповідно.

Результати чисельного дослідження потоку представлені графічно за допомогою розподілу тиску (рис. 5) та швидкостей (рис. 6) в горизонтальних перетинах підводу проточної частини.



Рис. 3 – Порівняння розрахункової та експериментальної характеристик оборотної гідромашини ОРО200



Рис. 4 – Залежність втрат в елементах проточної частини радіально-осьової оборотної турбіни ОРО200: а – від приведених оборотів (*n*<sub>опт</sub> = 78 об/хв), б – від приведеної витрати (*Q*<sub>опт</sub> = 330 л/с)



Bulletin of NTU "KhPI". 2017. № 42(1264))



Рис. 5 – Розподіл повного тиску у підводі оборотної гідромашини ОРО200



Рис. 6 – Розподіл швидкостей у підводі оборотної гідромашини ОРО200

Висновки. Для визначення гідродинамічних характеристик оборотної гідромашини в турбінному режимі необхідно знати коефіцієнти напору, втрат в елементах проточної частини, об'ємний та дисковий ККД. Вибір найбільш ефективного методу залежить від стадії проектування проточної частини та від поставленої задачі. А уточнити проведені розрахунки методом осереднених параметрів можливо завдяки програмам для чисельного дослідження просторової течії.

### Список литературы

1. Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины / Ю. А. Ландау // Научные работы. – Харьков, 2014. – Том 53. Випуск 40. – С. 82-86.

2. Рябенко О. А. Роль ГАЕС в роботі енергосистем / О. А. Рябенко, О. О. Клюха, В. С. Тимощук // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – Київ, 2014. – № 2. – С. 167-170.

3. *Руднев С. С.* Основы теории лопастных решеток : учеб. пособие / *С. С. Руднев.* – М., 1976. – 61 с.

4. Викторов Г. В. Классификация гидромашин и баланс энергии : учеб. пособие / Г. В. Викторов. – М., 1979. – 94 с.  Этинберг И. Э. Гидродинамика гидравлических турбин / И. Э. Этинберг, Б. С. Раухман. – Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с.
 Колычев В. А. Расчет гидродинамических характеристик

направляющих аппаратов гидротурбины / Колычев В. А., Дранковский В. Э. [и др.] – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 216 с.

7. Колычев В. А Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидравлической турбине / В. А. Колычев, К. А. Миронов, И. И. Тыньянова // Східно-Свропейський журнал передових технологій. – Харків, 2005. – № 1/2 (13). – С. 95–106.

#### **References (transliterated)**

1. Landau YU. A. Osnovnye tendencii razvitiya gidroehnergetiki Ukrainy / YU. A. Landau // *Nauchnye raboty.* – Har'kov, 2014. – Tom 53. Vipusk 40. – 82-86.Print

2. Ryabenko O. A. Rol' GAES v roboti energosistem / O. A. Ryabenko, O. O. Klyuha, V. S. Timoshchuk // Vimiryuval'na ta obchislyuval'na tekhnika v tekhnologichnih procesah. – Kiïv, 2014. – № 2. – 167 – 170. Print

3. Rudnev S. S. Osnovy teorii lopastnyh reshetok : ucheb. posobie / S. S. Rudnev. – M., 1976. Print

4. Viktorov G. V. Klassifikaciya gidromashin i balans ehnergii : ucheb. posobie / G. V. Viktorov. – M., 1979. – 94 c. Print

5. EHtinberg I. EH. Gidrodinamika gidravlicheskih turbin / I. EH. EHtinberg, B. S. Rauhman. – L.: *Mashinostroenie*, 1978. Print

6. Kolychev V. A Raschet gidrodinamicheskih harakteristik

napravlyayushchih apparatov gidroturbiny Kolvchev V. A., Drankovskij V. EH. [i dr.] - Har'kov: NTU «HPI», 2002. Print 95 - 106 Print 7. Kolychev V. A Raschet i analiz balansa poter' ehnergii v

radial'no-osevoj gidravlicheskoj vvsokonapornoj turbine V. A. Kolychev, K. A. Mironov, I. I. Tyn'yanova // Skhidno-Evropejs'kij zhurnal peredovih tekhnologij. - Harkiv, 2005. - № 1/2 (13).

Надійшла (received) 01.11.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження потоку у високонапорних оборотних гідромашинах / К. С. Резва, В. Е. Дранковський, І. І. Тиньянова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини ш гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264) – С. 84-88. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441 (print)

Исследование потока в высоконапорных обратимых гидромашинах / К. С. Резвая, В. Э. Дранковский, И. И. Тыньянова// Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини ш гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264) – С. 84-88. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441 (print)

The research in the high-pressure reversible hydraulic machine / K. Rezvaya, V. Drankovskiy, I. Tynyanova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. - Kharkov : NTU "KhPI", 2017. - No. 42(1264). - P. 84-88. - Bibliogr.: 7. - ISSN 2411-3441 (print)

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Rezvaya Kseniya Sergeevna - graduate student, Assistant of the department "Hydraulic machines" of National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, tel.: (057) 707-66-46, e-mail: rezvayaks@gmail.com.

Резва Ксенія Сергіївна – аспірант, асистент кафедри «Гідравлічні машини» Національного технічного університету «Харківського політехнічного інституту», Харків, тел.: (057) 707-66-46, e-mail: rezvayaks@gmail.com.

Drankovskiy Viktor Eduardovich - Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Professor of the department "Hydraulic machines" of National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, tel.: (057) 707-66-46, e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

Дранковский Виктор Эдуардович - кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри «Гідравлічні машини» Національного технічного університету «Харківського політехнічного інституту», Харків; тел.: (057) 707-66-46, е-mail: drankovskiy@rambler.ru.

Tynyanova Irina Ivanovna - Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent of the department "Hydraulic machines" of National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46, e-mail: t.irinai@mail.ru.

Тиньянова Ірина Іванівна – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Гідравлічні машини» Національного технічного університету «Харківського політехнічного інституту», Харків; тел.: (057) 707-66-46, e-mail: t.irinai@mail.ru.

## УДК 621.22

## Г.А. АВРУНИН

# ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В ГИДРОМАШИНАХ ПРИ ОБКАТКЕ И НАЧАЛЬНОМ ПЕРИОДЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Приведені результати експериментальних досліджень втрат потужності в об'ємних аксіально- і радіальнопоршневих гідромашинах при заводській обкатці і початковому періоді експлуатації. За допомогою методики технічного діагностування і в результаті аналізу механічних втрат потужності встановлено, що ці втрати досить істотні і призводять до зниження ККД гідромоторів, у ряді випадків близько 3 %. Запропоновано вказувати в експлуатаційній документації період напрацювання, після якого досягається максимальне значення ККД гідромотора.

Ключові слова: насос, гідромотор, втрати потужності, обкатка і прироблення гідромашин, ККД.

Приведены результаты экспериментальных исследований потерь мощности в объемных аксиально- и радиальнопоршневых гидромашинах при заводской обкатке и начальном периоде эксплуатации. С помощью методики технического диагностирования и в результате анализа механических потерь мощности установлено, что эти потери достаточно существенны и приводят к снижению КПД гидромоторов, в ряде случаев порядка 3 %. Предложено указывать в эксплуатационной документации период наработки, после которого достигается максимальное значение КПД гидромотора.

Ключевые слова: насос, гидромотор, потери мощности, обкатка и приработка гидромашин, КПД.

Researches belong to volume to the hydraulic fluid power. The object of researches are the stage of the plant rolling and initial period of exploitation of by hydraulic fluid power axial and radial piston hydraulic machines. By means of methodology of the technical diagnosticating on the change of mechanical losses of power in the mode of border friction due to creation of enhanceable outlet pressure on a plum from a hydraulic motor and it is set on low speed of rotation, that these losses are substantial enough for piston hydromotors. The object of researches were hydraulic motors of different constructions and fixed displacement, including 12 hydraulic machines of type 311.224 productions of Stroygidravlica (Odesa). In a number of cases mechanical efficiency matters below about 3 %, what after some period of work. The producers of radial pistons hydraulic motors of frequent action of leading foreign firm specify in catalogues the period of work, after that the declared value efficiency is arrived at. Drawn conclusion about expedience of introduction of such information and for the axial piston motors in particular, exploited on slowly speed of rotation, or recommendations, on rolling in the period of initial period of exploitation.

Keywords: pump, hydraulic motor, losses of power, rolling and earning extra money of hydraulic machines, efficiency.

Введение. Современные объемные гидромашины (насосы и гидромоторы) характеризуются высоким уровнем рабочих давлений и скоростей в узлах трения качения И скольжения, достигаемым путем совершенствования конструкций, технологии изготовления, применения новых материалов и рабочих жидкостей (РЖ). Важное значение при этом имеет обкатка гидромашин, которая, с одной стороны, является заключительным этапом их изготовления, а с другой - начальным этапом эксплуатации. Основной целью заводской обкатки объемных гидромашин является их полготовка проведению к приемосдаточных испытаний, включая проверку качества сборки и работоспособности в полном диапазоне нагрузок, и приработка узлов трения. В связи с отсутствием в нормативно-технической документации на гидромашины ограничений по нагрузке в начальный период эксплуатации, к качеству приработки узлов трения предъявляются высокие требования [1]. Приработкой называется процесс изменения геометрии поверхностей трения и физико-химических свойств поверхностных слоев материала в начальный период трения, обычно проявляющийся при постоянных внешних условиях в уменьшении силы трения, температуры И интенсивности изнашивания. В процессе приработки происходит увеличение площади контакта поверхности трения (макроприработка), формирование новой эксплуатационно-равновесной шероховатости с определенными параметрами и направленностью (микроприработка) и стабилизация скорости изнашивания.

Для обеспечения потребителя гидромашинами, имеющими с самого начала эксплуатации высокие технические характеристики и надежность, необходимо еще при заводской обкатке снизить до минимума мощности И приработочный потери износ поверхностей трения. В то же время обкатка должна быть выполнена в сжатые сроки и с минимальным затратами энергии, что обусловлено требованиями интенсификации технологических процессов изготовления гидромашин. Таким образом, оптимизация режимов обкатки гидромашин является актуальной задачей.

1. Анализ литературных источников. Изучение информационных материалов ведущих отечественных и зарубежных производителей гидромашин показало, что на необходимость учета влияния приработки на выходные характеристики и КПД обращают внимание только специалисты в области радиальнопоршневых гидромоторов многократного действия (*M.REXROTH*, POCLAIN HYDRAULICS) согласно указаниям которых приведенные в каталогах значения характеристик и КПД получены после наработки порядка 100 часов [2, 3]. В этой связи в настоящей статье сделана анализа попытка влияния наработки аксиальнопоршневых гидромашин при заводской обкатке и начальном периоде эксплуатации на потери мошности.

2. Основная часть. Анализ данных по прирабатываемости материалов узлов трения и накопленный в различных отраслях машиностроения опыт назначения режимов обкатки гидромашин, двигателей внутреннего сгорания и механических *Hydraulic machines and hydraulic units* методами измерениях параметров, более высока вероятность

передач показал, что перспективными методами повышения эффективности приработки узлов трения гидромашин при заводской обкатке являются [1]:

1) оптимизация скоростного и нагрузочного режимов, в т.ч. путем совершенствования гидравлических схем обкаточных стендов;

2) использование специальных приработочных РЖ и смазочных покрытий для послефинишной обкатки поверхностей трения;

3) электрохимико-механическая приработка узлов трения;

4) оптимизация технологической шероховатости поверхностей трения по результатам анализа послеприработочного микрорельефа.

Для объемных гидромашин приработка должна обеспечивать минимальный износ узлов трения, так как КПД гидромашин существенно зависит от утечек РЖ в зазорах между контртелами.

Длительность заводской обкатки объемных гидромашин находится в интервале от 3...5 мин до нескольких часов. Небольшая продолжительность обкатки характерна, в основном, для нерегулируемых пластинчатых и шестеренных гидромашин. Обкатка радиальнопоршневых высокомоментных гидромоторов, как правило, более продолжительна, наибольший разброс по времени наблюдается при обкатке аксиальнопоршневых гидромашин.

Экспериментальные исследования режимов обкатки и оценки приработанности объемных гидромашин, проведенные во ВНИИГидроприводе, позволили сформулировать рекомендации по назначению оптимальных режимов обкатки [1]:

1. Приработка гидромашин должна проводиться при обкатке на нагрузочных режимах с поэтапным повышением давления от минимального до номинального значения, при этом продолжительность обкатки на одной ступени давления не должна превышать 4...6 мин;

2. Общая продолжительность обкатки гидромашин назначается в пределах 15...45 мин в зависимости от конструктивных особенностей, величины номинального давления и собственно режима обкатки. При этом следует иметь в виду, что интенсивность приработки может быть повышена в результате:

2.1) сокращения длительности режимов холостого хода;

2.2) исключения этапов обкатки на малых нагрузках при переходе на реверсивное вращение или изменение направления подачи РЖ;

2.3) снижения частоты вращения до 10...30 % от ее номинального значения;

2.4) введения бесступенчатого нагружения по давлению и частоте вращения;

2.5) проведения обкатки с повышенным противодавлением на сливе.

3. При разработке оптимального режима обкатки следует учитывать:

3.1) в зависимости от способа контроля уровня приработанности следует различать «жесткий» и «мягкий» режимы контроля приработки (при «жестком» контроле, т.е. повышенном давлении при измерениях параметров, облее высока вероятноств выявления бракованных гидромашин); 3.2) в период полной приработки гидромашин

5.2) в период полной приработки гидромашин механические потери мощности снижаются в 2...4 раза;

3.3) все рекомендации по назначению ускоренной (оптимальной) методики обкатки гидромашин должны подтверждаться экспериментальной апробацией на серийных гидромашинах.

При разработке технологического процесса обкатки гидромашин важное значение имеет применяемый метод контроля качества приработки пар трения, позволяющий объективно оценить характер протекания приработки деталей, определить оптимальный режим обкатки для серии гидромашин в целом, а активный контроль за работой каждой вновь изготовленной гидромашины позволяет своевременно влиять на процесс приработки, ограничивая ее продолжительность для качественного изготовления образца.

Особую актуальность приобретает контроль качества приработки в том случае, если В гидромашину вносятся конструктивные или технологические изменения, направленные на снижение коэффициентов трения. Сравнение гидромашин только по внешним характеристикам (например, по КПД) часто не обеспечивает объективной оценки эффективности усовершенствования, что объясняется большой погрешностью, вносимой измерительным оборудованием, или некорректным выбором условий проведения испытаний (по частоте вращения, нагрузке и температуре РЖ). Известны несколько критериев контроля обкатки машин, в основе которых лежит:

1) переход на прямолинейный участок кривой изнашивания;

2) стабилизация параметра шероховатости поверхностей;

3) стабилизация момента трения и температуры РЖ;

4) достижение минимума мощности на режиме холостого хода;

5) достижение наибольшей эффективной мощности при заданных параметрах режима работы.

Практическая реализация этих критериев обеспечивается:

1) микрометрированием и взвешиванием деталей пар трения;

2) вырезанием лунок на трущихся поверхностях и их профилометрированием;

3) определением характера изменения концентрации механических примесей в РЖ;

4) поверхностной активацией путем применения радиоактивного излучения;

5) использованием аппаратуры для снятия внешних характеристик.

В зависимости от требований к точности, трудоемкости и времени проведения измерений, а также наличия соответствующей экспериментальной базы выбирают один или несколько критериев. Следует отметить, что в связи с возможными повреждениями ранее приработавшихся участков поверхностей и, соответственно, искажениями последующих процессов приработки, приводящими к ошибкам при выборе режимов обкатки, в последнее время практически не используются методы контроля приработки, основанные на повсеместной переборке гидромашин с визуальным контролем состояния пар трения.

Одним из эффективных и достаточно простым является способ контроля обкатки, разработанный во ВНИИГидроприводе [1], сущность которого заключается в анализе изменения механических потерь при обкатке по перепаду давления на гидромашине, работающей в моторном режиме на холостом ходу в зоне низких частот вращения и при повышенном давлении в сливной магистрали. При этом идентичный характер изменения износа и механических потерь обусловливает правомерность величин использования последних в качестве критерия контроля приработки объемных гидромашин. Низкие частоты вращения в сочетании с повышенным давлением в сливной магистрали позволяют поднять давление в линии нагнетания и задать нагрузочный тест узлам трения гидромашины.

Рассмотрим характер потерь изменения мощности при заводской обкатке и начальном этапе эксплуатации гидромашин. На рис. 1а приведена гидравлическая принципиальная схема стенда для обкатки и определения КПД гидромотора косвенным методом, согласно которой насос Н приводится во вращение электродвигателем «м» и нагнетает РЖ через фильтр высокого давления Ф (индикатор загрязненности фильтроэлемента и перепускной клапан условно не показаны) к гидромотору М. Частота вращения вала гидромотора регулируется с помощью дросселя ДР, установленного параллельно линии нагнетания насоса Н. Противодавление на сливе (выходе) из гидромотора создают клапаном давления КД. Защита гидросистемы от перегрузок обеспечивается предохранительным клапаном КП, для охлаждения РЖ служит маслоохладитель AT Параметры измеряют с помощью манометров МН (грубое измерение с погрешностью 2,5 %), образцовых манометров MH1 и MH2 на входе и выходе из гидромотора (с погрешностью 0,4 %), датчика частоты вращения ДЧВ и термометра Т в баке Б



Рис. 1 – Гидравлическая принципиальная схема стенда для обкатки, контроля приработки гидромотора М в режиме холостого хода и типовые характеристики

Для определения механических потерь мощности гидромотора М, работающего при минимальном давлении  $p_{\text{мин}}$  в сливной магистрали (см. рис. 1, в, кривая 1) частоту вращения путем открытия дросселя ДР снижают до устойчивого значения  $n_0$ , лежащего в зоне его минимальных частот (левая ветвь кривой 1). Затем давление в сливной магистрали с помощью клапана давления КД увеличивают до значения  $p_0$ , при котором поддерживается значение частоты

вращения  $n_0$  (кривая 2). Измеряют по манометрам MH1 и MH2 давления и вычисляют момент трения гидромотора,  $H \cdot M$ :

$$M_{\rm TD} = 0,159 \cdot V_{\rm p} \cdot \Delta p \,, \tag{1}$$

где  $V_{\rm p}$  – рабочий объём гидромотора, см<sup>3</sup>;

Δ*p* – перепад давлений (разность показаний манометров МН1 и МН2), МПа.

При фиксированных значениях частоты вращения  $n_0$  и давления  $p_0$  в магистрали низкого давления определяют перепад давлений  $\Delta p_i$  и момент трения  $M_{\text{тр},i}$  в течение всего времени обкатки (см. рис. 1, г), Контроль приработки ведётся по результатам сравнения текущего значения момента трения  $M_{\text{тр},i}$  с его первоначальным (до обкатки)  $M_{\text{тр},0}$ . О качестве протекания приработки судят по характеру изменения момента трения. Сравнительную оценку эффективности приработки при обкатке гидромашин проводят с помощью коэффициента интенсивности приработки:

$$I_{\rm np} = \frac{M_{\rm rp,0} - M_{\rm rp,i}}{\Delta M_{\rm m maxc}},$$
 (2)

где  $\Delta M_{\text{тр,макс}}$  — максимальное изменение момента трения за время полной приработки (до стабилизации момента трения);

$$\Delta M_{\rm TP,Make} = M_{\rm TP,0} - M_{\rm TP,MHH}, \, \rm H.M, \qquad (3)$$

где  $M_{_{\text{тр,мин}}}$  – минимальное значение момента трения, достигнутое после завершения обкатки, Н.м.

Приработка контролируется непосредственно по изменению механических потерь, позволяя объективно приработанности оценить уровень гидромотора, что способствует повышению качества обкатки. Контроль приработки при работе в зоне минимальных частот вращения и повышенном давлении в сливной магистрали позволяет оценить возможность восприятия эксплуатационных нагрузок на одном из наиболее напряжённых режимов, когда пары трения работают в условиях полужидкостной смазки и наиболее вероятны случаи повреждения поверхностей трения деталей. С помощью данного способа контроля может быть проведена оценка прирабатываемости не только отдельных гидромашин, но и комплексная оценка гидроприводного механизма в целом.

На рис. 1, д показано изменение перепада давления на гидромоторе в зависимости от частоты вращения при разных температурах РЖ. Характер изменения перепада давления не зависит от температуры РЖ для поршневых гидромоторов: зафиксированный при минимальных скоростях наибольший перепад давления  $\Delta p$  с увеличением частоты вращения резко уменьшается, а затем возрастает. Принципиальная разница заключается в том, что, во-первых, снижение  $\Delta p$  при малых частотах вращения и на холодной РЖ (кривая 2; 20 °C) происходит более интенсивно, чем на горячей (кривая 1; 55 °C), и во-вторых, при переходе через минимум возрастание  $\Delta p$  при повышенных скоростях на холодной РЖ более значительно, чем на горячей. При определённой частоте вращения (~200 мин<sup>-1</sup>) кривые пересекаются. Очевидно, что этому соответствует не какая-то строго фиксированная частота вращения, а диапазон частот. Причиной такого характера изменения потерь давления является, по-видимому, зависимость вязкости РЖ (минерального масла) от температуры (чем выше температура, тем меньше вязкость). С уменьшением вязкости ухудшаются смазочные свойства в области граничного режима трения, имеющего место на низких частотах вращения ( Др выше для горячей РЖ). В то же время меньшая вязкость РЖ при высоких частотах вращения способствует снижению таких видов потерь, как барботажные (на перемешивание РЖ в корпусе гидромашины) и перепад давлений  $\Delta p$ ниже. Указанные закономерности проявляются тем существеннее, чем больше вязкость данной РЖ зависит от температуры, т. е. чем «круче» вязкостнотемпературная характеристика РЖ. С точки зрения выбора режима диагностирования представляет интерес диапазон частот, соответствующий переходной зоне, в которой перепад давления близок к минимальному. Именно в этой зоне имеет место пересечение кривых потерь давления, т. е. температурный фактор минимально влияет на возможный разброс контролируемых параметров. Наличие зоны диагностирования позволяет контролировать параметры гидромоторов без учёта температурного фактора, что упрощает испытания и повышает достоверность диагностирования.

В табл. 1 приведены экстремальные значения перепадов давления, полученные в гидромашинах поршневого типа на различных этапах наработки, включая заводскую штатную обкатку и дополнительную [4].

Шифр гидромотора (кол-во образцов)	Перепад давлений, МПа		Длительность
	до обкатки	после обкатки	наработки, ч
1. MPФ-160/25M (8)	1,3/1,0	0,7/0,55	1,5
2. MPΦ-400/25M (5)	1,3/0,9	0,9/0,95	21 мин
3. MH 250/100 (8)	1,15/0,85	0,5/0,35	6
4. MHA-63/200 (9)	0,85/0,6	0,55/0,35	1,5
5. PMHA-125/320 (8)	1,15/0,6	0,55/0,45	10
6. Г15-22Р (8)	1,22/0,75	0,54/0,38	3
7. Г15-22Р (16)	1,45/0,6	0,55/0,35	3
8. 310.224 (12)	1,5/0,7(1,08)	1,2/0,5 (0,8)	2,5

Таблица 1 - Потери на трение в гидромоторах при обкатке и начальном этапе эксплуатации

Продолжение таблицы – 1

9. 410.112 (28)	1,4/0,35(0,79)	0,3/0,2(0,27)	2,5
10. 410.56 (7)	1/0,6(0,8)	0,6/0,4(0,44)	1,5
11. MH 373-JC-G4 (4)	0,91,3	0,350,7	3

Примечания: 1) 1 и 2 – радиальнопоршневые гидромоторы однократного действия; 3 – аксиальнопоршневой мотор-насос с наклонным блоком цилиндров и двойным несиловым карданом; 4 и 5 – аксиальнопоршневые мотор-насосы с наклонным диском и гидростатической разгрузкой поршней; 6 и 7 – аксиальнопоршневые гидромоторы с наклонным диском и точечным контактом поршней разных партий; 8...10 – аксиальнопоршневые гидромоторы с наклонным блоком цилиндров; 11 – радиальнопоршневой гидромотор однократного действия фирмы *SUNDSTRAND* (США); 2) В числителе указано максимальное, а в знаменателе минимальное значение перепада давлений для партии испытанных гидромащин; 3 – для гидромоторов по пп. 1...7 измерения проведены после сборки, обкатки и дополнительной наработки, для гидромоторов по пп. 8...10 после заводской обкатки и далее после дополнительной наработки; 4. Цифры в скобках в графе «Перепад давлений» – средние значения результатов измерений.

Для всех образцов потери на трение после наработки меньше экстремальных значений. полученных до обкатки. Такая тенденция снижения характерна механических потерь только для качественно изготовленных гидромашин и при контроле повышенным давлением, т. е. при «жёстком» контроле потерь. Поэтому с точки зрения выявления дефектов изготовления гидромашин целесообразно назначать величину давления такой, чтобы суммарное давление в полостях равнялось номинальному давлению согласно технической характеристике. С учётом того, что именно в период заводской обкатки гилромашин наиболее вероятно повреждение поверхностей трения, то увеличение механических потерь в процессе эксплуатации гидромашины до их исходного (до обкатки) значения может служить критерием оценки её предельного технического состояния, в частности, для принятия решения о снятии с эксплуатации и проведении ревизии и ремонта.

Предложенная методика тестового диагностирования неоднократно опробована и в сочетании с контролем наружных утечек может быть использована при заводских приёмосдаточных испытаниях, входном контроле гидромоторов у изготовителя гидрофицированной машины, а также в условиях эксплуатации. В последнем случае необходимо указывать в эксплуатационной документации значения перепадов давлений, зафиксированных при исходном состоянии и после обкатки.

На рис. 2 приведены сравнительные результаты испытаний аксиальнопоршневых гидромоторов типа 310.224 производства 0A0 Стройгидравлика (г. Одесса) после заводских приемосдаточных испытаний (заводской обкатки) и дополнительной стендовой приработки на режиме частоты вращения в 400 мин<sup>-1</sup> и поэтапном повышении давления на сливе от 1 до 5 МПа общей продолжительностью 2,5 часа. Параметры нагружения гидромоторов при контроле перепада давлений: давление на сливе 5 МПа; частота вращения 100 мин<sup>-1</sup>; температура РЖ (масло M14B2) - 30...40 °С. Контроль утечек производился после 2,5 часов приработки на температуре РЖ 72...80 °С. Разброс значений утечек находится в пределах от 0,4 до 1,4 л/мин, что может быть объяснено колебаниями зазоров в поршневых парах и влиянием изменения вязкости от температуры РЖ.





Из всех 12 испытанных гидромоторов на 11 прослеживается снижение перепада давлений от 0,1 до 0,7 МПа, а на гидромоторе № 5 перепад оставался неизменным, что свидетельствует о его более качественном изготовлении по сравнению с остальными. Оценка повышения гидромеханического КПД на наиболее интенсивно приработанном гидромоторе № 2 показывает, что соотношение перепада давлений к номинальному значению (20 МПа) составляет:

$$\Delta \eta = \frac{\Delta p}{p_{\text{HOM}}} 100\% = \frac{0,7}{20} 100\% = 3,5\% , \qquad (4)$$

т.е. в результате дополнительной наработки КПД гидромотора 310.224 увеличился более чем на 3 %.

Выводы. 1. Механические потери мощности в гидромашинах при заводской обкатке и на первом этапе эксплуатации существенно снижаются, в связи с чем информация о КПД должна указываться изготовителем гидромашин с учетом времени их наработки.

2. С целью совершенствования методики диагностирования путём контроля за техническим состоянием гидромоторов без снятия их с эксплуатации, например, путём контроля температуры РЖ или вибрационных характеристик, и повышения эффективности использования этих гидромашин, необходимо установить корреляционные зависимости по отношению к способу диагностирования по перепаду давлений.

#### Список литературы

- Аврунин Г. А. Методы заводской обкатки, диагностирование технического состояния: Метод. Рекомендаци / Г. А. Аврунин, Л. Н. Альбощая, Г. Н. Бакакин [и др.]. // ВНИИГидропривод. – М.: ВНИИТЭМР, 1990. – 80 с.
- Hydraulic Motor (Radial Piston, Multi-Stroke). Type MCR 10. Rexroth Bosch Group E 15207.02.98.
- 3. Hydraulic motors MS 08. Technical Specifications. Poclain Hydraulics. 80147 8189 C. Rev: 24.03.2003.
- Аврунин Г. А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / Г. А. Аврунин, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов / під ред. Г. А. Аврунина. – Харків : ХНАДУ, 2016. – 436 с.

#### **References (transliterated)**

- Avrunin, G. A., et al. Metody zavodskoj obkatki, diagnostirovanie tehnicheskogo sostojanija: Metod. Rekomendaci. VNIIGidroprivod. Moscow: VNIITJeMR, 1990. Print.
- Hydraulic Motor (Radial Piston, Multi-Stroke). Type MCR 10. Rexroth Bosch Group 15207.02.98. Print.
- 3. Hydraulic motors MS 08. Technical Specifications. Poclain Hydraulics. 80147 8189 C. Rev: 24.03.2003. Print.
- Avrunin, G. A., I. H. Kyrychenko, and V. B. Samorodov. Hidravlichne obladnannya budivel'nykh ta dorozhnikh mashyn. Kharkiv: KhNADU, 2016. Print.

Поступила (received) 03.09.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження втрат потужності в гідромашинах при обкатуванні і початковому періоді експлуатації / Г. А. Аврунін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 56–61. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2411-3441.

Исследования потерь мощности в гидромашинах при обкатке и начальном периоде эксплуатации / Г. А. Аврунин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 56–61. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2411-3441.

Investigation of power loss in hydraulic machines at running and initial period of operation / G. A. Avrunin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machinery and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 56–61. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2411-3441.

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

*Аврунін Григорій Аврамович* – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільнодорожній університет, доцент кафедри «Метрології та безпеки життєдіяльності»; тел.: (057) 738-77-97; e-mail: griavrunin@ukr.net.

*Аврунин Григорий Аврамович* – кандидат технических наук, доцент, Харьковский национальный автомобиле-дорожный университет, доцент кафедры «Метрологии и безопасности жизнидеятельности»; тел.: (057) 738-77-97; e-mail: griavrunin@ukr.net.

*Avrunin Grigory Avramovich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kharkov national motor-cartravelling university, Associate Professor at the Department of metrologii and safety of vital functions; tel.: (057) 738-77-97; e-mail: griavrunin@ukr.net.

# **3MICT**

<i>Русанов А. В., Биков Ю. А.</i> Неявний чисельний метод для моделювання нестаціонарної нестисливої течії рілини	3
Stryczek J., Lurye Z. Ya., Solovyov V. M., Antoniak P. To the issue of solving the inverse tasks of multi-criteria identification of volume hydraulic machines	7
<i>Кропачек О. Ю.</i> Исследование алгоритмов прогнозирования многомерных термодинамических состояний сложных промышленных объектов	.14
<i>Губарев О. П., Левченко О. В.</i> Дослідження енергетичного балансу системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків	21
Потетенко О. В., Яковлева Л. К., Самба Битори Т. Д. Б. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин на напоры 400 ÷ 800 м с применением новых конструктивных решений	28
Линник А. В., Душин А. В. Исследование собственных частот лопастей рабочих колес ПЛ-60 в воздухе и воле	38
Солодов В. Г., Конев В. А. Совершенствование проточной части ЦНД мощной паровой турбины с учетом протечек	.30
<i>Shudryk A. L., Koval E. S., Doroshenko A. V.</i> To the question of increasing the pilot performance of the stage of the submersible centrifugal pump at the production of oil and gas production	51
Аврунин Г. А., Самородов В. Б., Мороз И. И. Исследование потерь мощности в аксиальнопоршневых гидромашинах	56
<i>Ценципер А. И.</i> Самодействующие шаровые клапаны штанговых глубинных насосов <i>Миронов К. А., Олексенко Ю. Ю.</i> Визначення та аналіз впливу розрахункових параметрів на ефективність	.60
радіально-осьових гідротурбін	.66
характеристик предохранительного клапана непрямого действия	.71
гідротурбіни	.75
<i>Резва К. С., Дранковський В. Е., Тиньянова І. І.</i> Дослідження потоку у високонапорних оборотних гідромашинах	82
Аврунин Г. А. Исследования потерь мощности в гидромашинах при обкатке и начальном периоде эксплуатации.	87

# CONTENTS

Rusanov A. V., Bykov Yu. A. An implicit numerical method for unsteady incompressible fluid flow simulation	3
Stryczek J., Lurye Z. Ya., Solovyov V. M., Antoniak P. To the issue of solving the inverse tasks of multi-criteria	
identification of volume hydraulic machines	7
Kropachek O. Yu. Investigation of prediction algorithms for multidimensional thermodynamic states of complex	
industrial objects	14
Gubarev O. P., Levchenko O. V. Research of the energy balance of the system with fixed displacement pump and	
pressure compensator	21
Potetenko O. V., Yakovleva L. K., Samba Bitory T. D. B. Perfection of working processes of hydraulic turbines on	•
heads $400 \div 800$ m with application of new constructive decisions	28
Lynnyk O. V., Dushin O. V. Study of natural blade frequencies of runners PL-60 in the air and in the water	38
Solodov V. G., Konev V. Improvement of the L.P.C. flow path of powerful steam turbine unit with the account of	
leaks	43
<i>Shudryk A. L., Koval E. S., Doroshenko A. V.</i> To the question of increasing the pilot performance of the stage of the submersible centrifugal pump at the production of oil and gas production	51
Avrunin G A Samorodov V B Moroz I I Investigation of the power losses in an axial piston hydraulic machine	56
<i>Tsentsiper A. I.</i> Self-acting spherical valve of the pumping unites	60
Mironov K. A., Oleksenko Yu. Yu. Determination and analysis of the effects of design parameters on Francis	
turbine runner performance	66
Gasyuk A. I., Marakhovsky M. B. Mathematical model for the study of static and dynamic characteristics of the	
safety valve of indirect action	71
Krupa E. S Numerical simulation of the spatial flow in the approach of the Kaplan turbine	75
Rezvaya K., Drankovskiy V., Tynyanova I. The research in the high-pressure reversible hydraulic machine	82
Avrunin G. A. Investigation of power loss in hydraulic machines at running and initial period of operation	87

## НАУКОВЕ ВИДАННЯ

# ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

## Збірник наукових праць

Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати

## № 42 (1264)

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. М. В. Черкашенко Технічні редактори: канд. техн. наук, доц. Н. М. Фатєєва; ас. К.С. Рєзва

Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ» Кафедра «Гідравлічні машини» Тел.: (057) 707-66-46. Тел./факс: (057) 707-63-49 e-mail: gmntukhpi@gmail.com http://www.kpi.kharkiv.edu/gdm

Обл.-вид. № 31-17

Підписано до друку 27.10.2017 р. Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Папір офсетний 80г/м<sup>2</sup>. Друк цифровий. Умов. друк. арк. 5,5. Обл.-вид. арк. 5,7. Наклад 300. Зам. № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта видавничої справи ДК №3657 від 24.12.2009 р. 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2.

Друкарня «ФО-П Дуюнова Т. В.» Свідоцтво про державну реєстрацію № 2475418720 від 19.11.2014 р. 61023, м. Харків, вул. Весніна, 12. тел. (057) 717-28-80, e-mail: promart\_order@ukr.net