

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

MINISTRY OF EDUCATION  
AND SCIENCE OF UKRAINE  
National technical university  
"Kharkiv politehnik institute"

**Вісник Національного  
технічного університету «ХПІ».  
Серія: Гіdraulічні машини та  
гідроагрегати**

**Bulletin of the National  
Technical University "KhPI".  
Series: Hydraulic machines  
and hydraulic units**

№ 1'2019

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

№ 1'2019

Collection of scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків  
НТУ «ХПІ», 2019

Kharkiv  
NTU "KhPI", 2019

**Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гіdraulічні машини та гідроагрегати = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units:** зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Х.: НТУ «ХПІ», 2019. – № 1. – 111 с. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Видання присвячене освітленню досягнень в області гідроенергетики, систем регулювання гідротурбін, структурного синтезу і аналізу схем гідропневмоавтоматики і гідроприводів, динамічного синтезу і аналіз гідропневмоприводів. Викладені дослідження робочих процесів в лопатевих та об'ємних гідромашинах нафтогазових промислів.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі гідроенергетики та нафтогазової галузі.

The publication is devoted to the coverage of achievements in the field of hydropower, systems of regulation of hydroturbines, structural synthesis and analysis of schemes of hydropneumatics and hydraulic drives, dynamic synthesis and analysis of hydropneumatic drives. The researches of working processes in blade and volumetric hydraulic machines of oil and gas industry are described.

For scientists, teachers of higher education, post-graduate students, students and specialists in the field of hydropower and oil and gas industry.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації  
КВ № 24094-13934Р від 08.08.2019 р.

Мова статей – українська, англійська, російська

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гіdraulічні машини та гідроагрегати включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі в наукометричні бази даних: **Open Journal Systems, SIS (Scientific Indexing Services), Google Scholar; Ulrich's Periodicals Directory, Index Copernicus, GrossRef DOI, Web of Science**

**Офіційний сайт видання:** <http://gm.khpi.edu.ua/>

**Засновник**  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

**Founder**  
National Technical University  
"Kharkiv Polytechnic Institute"

**Редакційна колегія:**

**Головний редактор:**

Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор

**Члени редколегії:**

Гнесін В. І., д-р техн. наук, професор  
Мацевітій Ю. М., д-р техн. наук, професор,  
академік НАН України  
Мигущенко Р. П., д-р техн. наук, професор  
Русанов А. В., д-р техн. наук, професор, чл.-кор.  
НАН України  
Солодов В. Г., д-р техн. наук, професор  
Шубенко О. Л., д-р техн. наук, професор, чл.-кор.  
НАН України  
Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor  
Peter Lampart, Dr. Sc., Professor  
Romuald Rządkowski, Dr. Sc., Professor.  
Jaroslaw Stryczek, Dr. Sc., Professor  
Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

**Editorial staff:**

**Editor-in-chief:**

Cherkashenko M., Dr. Sc., Professor

**Editorial staff members:**

Gnesin V., Dr. Sc., Professor  
Matsevity Yu., Dr. Sc., Professor, academician of  
NAS of Ukraine  
Myguschenko R., Dr. Sc., Professor  
Rusanov A., Dr. Sc., Professor, Corresponding  
Member of NAS of Ukraine  
Solodov V., Dr. Sc., Professor  
Shubenko O., Dr. Sc., Professor, Corresponding  
Member of NAS of Ukraine  
Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor  
Peter Lampart, Dr. Sc., Professor  
Romuald Rządkowski, Dr. Sc., Professor  
Jaroslaw Stryczek, Dr. Sc., Professor  
Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Рекомендовано до друку Вченого радою НТУ «ХПІ». Протокол № 8 від 27.09.2019 р.

**A. V. ЛИННИК, С. А. РЯБОВА****АО «ТУРБОАТОМ» – 85-ЛЕТНИЙ ПЕРИОД УСПЕХА И ВСЕМИРНОГО ПРИЗНАНИЯ**

Показаны объемы и география поставок АО «Турбоатом» за 85-летний период работы предприятия, отмечена роль завода в создании и изготовлении паро- и гидротурбинного оборудования. Представлен номенклатурный ряд паровых турбин для тепловых электростанций, теплозэлектроцентралей, атомных электростанций; гидравлических турбин для гидроэлектростанций, гидроаккумулирующих электростанций, гидравлических затворов для ГЭС, ГАЭС и насосных станций, другого энергетического оборудования. Представлены достижения предприятия в создании уникальных разработок паро- и гидротурбинного оборудования, а именно создание паровых турбин нового поколения мощностью 325 МВт, создание обратимых гидроагрегатов Днестровской ГАЭС. Показан вклад АО «Турбоатом» в развитие гидроэнергетики Украины – работы по реконструкции ГЭС Днепровского каскада. Приведены расчетно-теоретические исследования течения жидкости в проточной части гидротурбины Кременчугской ГЭС, выполненные в рамках научно-технического сотрудничества между АО «Турбоатом» и ИПМаш НАН Украины. Детальное численное исследование пространственного течения вязкой несжимаемой жидкости во всех элементах проточной части гидротурбины ПЛ 20 Кременчугской ГЭС выполнено в широком диапазоне режимов работы с помощью программного комплекса *IPMFlow*. Моделирование течения выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применяется дифференциальная двухпараметрическая модель турбулентности *SST* Ментера. Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени. Показаны универсальные стенды ЭКС-100 и ЭКС-150 гидротурбинной лаборатории АО «Турбоатом», на которых проводятся селективные и приемо-сдаточные модельные испытания проточных частей модернизированных ГЭС с участием Заказчика для подтверждения выполнения контрактных условий по обеспечению значений мощности турбины, достижению средневзвешенного КПД, кавитационных показателей и др. согласно функциональным гарантиям.

**Ключевые слова:** АО «Турбоатом», паротурбостроение, гидротурбостроение, турбина, проточная часть, модернизация.

**O. V. ЛИННИК, С. О. РЯБОВА****АТ «ТУРБОАТОМ» – 85-РІЧНИЙ ПЕРІОД УСПІХУ ТА ВСЕСВІТНЬОГО ВІЗНАННЯ**

Показано обсяги та географія поставок АТ «Турбоатом» за 85-річний період роботи підприємства, відзначена роль заводу в створенні і виготовленні паро- і гідротурбинного обладнання. Представлено номенклатурний ряд парових турбін для теплових електростанцій, теплозэлектроцентралей, атомних електростанцій; гідравліческих турбін для гідроелектростанцій, гідроакумулюючих електростанцій, гідравліческих затворів для ГЕС, ГАЕС і насосних станцій, іншого енергетичного обладнання. Представлено досягнення підприємства в створенні унікальних розробок паро- і гідротурбинного обладнання, а саме створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт, створення оборотних гідроагрегатів Дністровської ГАЕС. Показано внесок АТ «Турбоатом» в розвиток гідроенергетики України – роботи з реконструкції ГЕС Дніпровського каскаду. Наведено розрахунково-теоретичні дослідження течії рідини в проточній частині гідротурбіни Кременчуцької ГЕС, які було виконано в рамках науково-технічного співробітництва між АТ «Турбоатом» і ІПМаш НАН України. Детальне чисельне дослідження просторової течії в'язкої нестисливої рідини в усіх елементах проточній частині гідротурбіни ПЛ 20 Кременчуцької ГЕС виконано в широкому діапазоні режимів роботи за допомогою програмного комплексу *IPMFlow*. Моделювання течії виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса з додатковим членом, що містить штучну стисливість. Для обліку турбулентних ефектів застосовується диференціальна двопараметрична модель турбулентності *SST* Ментера. Чисельне інтегрування рівнянь проводиться за допомогою неявної квазимонотонної схеми Годунова другого порядку точності по простору і часу. Показано універсалні стенди ЕКС-100 і ЕКС-150 гідротурбін лабораторії АТ «Турбоатом», на яких проводяться селективні та приймальні модельні випробування проточних частин модернізованих ГЕС за участю Замовника для підтвердження виконання контрактних умов щодо забезпечення значень потужності турбіни, досягнення середньозваженого ККД, кавітаційних показників та ін. згідно з функціональними гарантіями.

**Ключові слова:** АТ «Турбоатом», паротурбобудування, гідротурбобудування, турбіна, проточна частина, модернізація.

**A. V. LYNNYK, S. A. RIABOVA****JSC «TURBOATOM» – 85 YEARS OF SUCCESS AND WORLDWIDE RECOGNITION**

The volumes and geography of deliveries of «Turboatom» JSC for the 85-year period of work of the enterprise are shown; the role of the plant in the creation and manufacture of steam- and hydro-turbine equipment is noted. A product range of steam turbines for thermal power plants, central heating plants, nuclear power plants is presented; hydraulic turbines for hydropower plants, pumped storage power plants, hydraulic valves for HPP, PSPP and pumping plants. The achievements of the company in creating unique developments of steam- and hydro-turbine equipment, namely the creation of new generation steam-turbines with a capacity of 325 MW, the creation of reversible hydraulic units of the Dniester PSP, are presented. The contribution of «Turboatom» JSC to the development of Ukraine's hydropower industry – the work on the reconstruction of the hydropower plants of the Dnieper cascade is shown. The design-theoretical studies of fluid flow in the flowing part of the hydro-turbine of the Kremenchug HPP carried out in the framework of scientific and technical cooperation between «Turboatom» JSC and IPMash of the National Academy of Sciences of Ukraine are presented. A detailed numerical study of the spatial flow of a viscous incompressible fluid in all elements of the flowing part of PL 20 turbine at the Kremenchug HPP has been performed in a wide range of operating modes using the *IPMFlow* software package. The fluid flow simulation on basis of numerical integration of the Reynolds equations with an additional term containing artificial compressibility has been implemented. The differential two-parameter model of Menter (SST) has been applied to take into account turbulent effects. Numerical integration of the equations is carried out using an implicit quasi-monotone Godunov type scheme of second order accuracy in space and time. The universal stands EKS-100 and EKS-150 of the turbine laboratory of «Turboatom» JSC are shown, where selective and acceptance testing of the flow parts of the modernized hydropower plants with the Customer's participation are carried out to confirm the fulfillment of the contractual conditions for ensuring the turbine power, achieving the weighted average efficiency, cavitation parameters, etc. according to functional guarantees.

**Keywords:** «Turboatom» JSC, steam-turbine construction, hydro-turbine construction, turbine, flowing part, modernization.

**Введение.** Одним из первоочередных приоритетов энергетической независимости Украины является интеграция украинской энергосистемы в энергетическую систему континентальной Европы ENTSO-E. Это означает, что в перспективе украинская энергосистема будет подключена к европейской, став ее составной частью. Процесс этот достаточно сложный и комплексный. Главная задача, которую необходимо решить украинским энергетикам – повысить надежность объединенной энергосистемы Украины, в частности, в части качества поставляемой потребителям электроэнергии и стабильности ее поставок.

АО «Турбоатом» – один из крупнейших в мире производителей энергетического оборудования. За 85-летний период предприятие прошло нелегкий путь к успеху и всемирному признанию. Более 2000 турбин общей мощностью 160 млн. кВт успешно работают на электростанциях 45 стран Европы, Азии, Америки и Африки [1].

Создание турбин на предприятии осуществляется от проектно-конструкторских и научно-исследовательских работ, подготовки производства до изготовления, сборки, испытания турбин и отгрузки их Заказчику. Выполняются шеф-монтажные работы, пуско-наладочные и натурные испытания, ведется техническое инженерное сопровождение на протяжении всего периода эксплуатации, обеспечение ремонтов, модернизация оборудования в процессе эксплуатации.

Производственные возможности позволяют выпускать в год паровых и гидравлических турбин общей расчетной мощностью соответственно 8 млн. кВт и 2 млн. кВт.

**1. Паротурбостроение.** Сегодня технический уровень паровых турбин АО «Турбоатом» характеризуется высоким КПД, надежностью и долговечностью. Номенклатура паротурбостроения включает:

1. Паровые турбины для ТЭС:

- конденсационные турбины до 300 МВт;
- конденсационные турбины свыше 300 МВт;
- теплофикационные турбины.

2. Паровые турбины для АЭС:

- паровые турбины с частотой вращения ротора  $25 \text{ c}^{-1}$ ;
- паровые турбины с частотой вращения ротора  $50 \text{ c}^{-1}, 60 \text{ c}^{-1}$ .

3. Паровые турбины с противодавлением:

- паровые турбины мощностью до 5 МВт;
- паровые турбины мощностью 5-12 МВт;
- паровые турбины с регулируемыми отборами пара мощностью 6-35 МВт.

4. Вспомогательное оборудование:

- теплообменное оборудование: воздухоподогреватели, маслоохладители, подогреватели сетевой воды;
- воздуходувки, эжекторы, тягодутьевые машины, роторы к тягодутьевым машинам;
- фильтры [2].

Для тепловых электростанций изготовлено около 400 паровых турбин суммарной мощностью выше 63 млн. кВт, из них 55 турбин для 16 ТЭС дальнего зарубежья. Для атомных электростанций изготовлено 175 турбин суммарной мощностью более 65 млн. кВт, из них 49 турбин для 11 АЭС дальнего зарубежья.

АО «Турбоатом» поставил 13 % турбин для АЭС от суммарных объемов поставок турбин для АЭС на мировом рынке и занимает по этому показателю 4-е место среди турбостроительных фирм мира. В Украине 3 действующие АЭС (Запорожская, Южно-Украинская, Ровенская) укомплектованы 12 турбинами производства «Турбоатом» мощностью 220, 1000 и 1100 МВт.

В настоящее время на АЭС находятся в эксплуатации 24 турбины типа К-220-44, в т.ч. Ровенской АЭС (Украина), Армянской АЭС (Армения), Кольской и Нововоронежской АЭС (Россия), АЭС «Пакш» (Венгрия), АЭС «Ловисса» (Финляндия), АЭС Козлодуй (Болгария). В Индию поставлено 4 турбины типа К-240-4.0 для АЭС «Кайга» и «Раджастан». В России работают 22 турбины типа К-500-65/3000 на Ленинградской, Курской и Смоленской АЭС, в Литве паровые турбины типа К-750-65/3000 на Ингалинской АЭС. Также находятся в эксплуатации 20 турбин миллионников типа К-1000-60/1500 и К-1100-60/1500, турбины К-500-60/1500 в России и Болгарии, 2 тихоходные турбины пятисотки на Нововоронежской АЭС (Россия) [3, 4, 5].

Предприятием изготовлены конденсационные паровые турбины для стран, где частота в электрической сети составляет 60 Гц. На Кубу и в КНДР поставлено более 30 турбин типа К-50-130/3600 и К-100-130/3600. Для ТЭС «Гавана» изготовлена турбина типа К-220-130/3600, единичной мощностью 222,5 МВт [6].

Для Экибастузской ГРЭС-1 (Казахстан) выполнена модернизация турбины К-500-240-2 мощностью 500 МВт с заменой ее на турбоагрегат нового поколения К-540-240-2 мощностью 540 МВт.

Сейчас на ТЭС Украины эксплуатируются 43 турбины единичной мощностью 200 МВт и 42 турбоустановки мощностью 300 МВт производства АО «Турбоатом». Еще 34 блока с турбинами К-300-240 и К-300-240-2 эксплуатируются на ТЭС России и Казахстана.

На сегодняшний день в АО «Турбоатом» создан новый высокоэкономичный и надежный турбоагрегат К-325-23,5 с ЦВД, ЦСД и первыми ступенями ЦНД активного типа, предназначенный для замены физически и морально устаревших турбин так и при сооружении новых блоков. Для Зуевской ТЭС, ТЭС «Аксу» (Казахстан), Новочеркасской ГРЭС предприятие выполнило поставку турбин нового поколения типа К-325-23,5 (рис. 1) [6].

Работа по созданию паровых турбин нового поколения мощностью 325 МВт была удостоена Государственной премии Украины в области науки и техники в 2009 году, в том числе и сотрудники АО «Турбоатом»: генеральный директор

Субботин В. Г., генеральный конструктор  
Левченко Е. В., главный конструктор Швецов В. Л.  
[7].



Рис. 1. Паровая турбина К-325-23,5 в машинном зале ТЭС «Аксу», Казахстан

В 2018 году работа по разработке и внедрению конденсаторов паровых турбин атомных электростанций удостоена Государственной премии Украины в области науки и техники, ее Лауреатами стали работники АО «Турбоатом»: Пацюк С. Т. – заместитель генерального директора; Усс А. Н. – заместитель главного конструктора паровых турбин – начальник отдела теплообменных аппаратов; Вавилов А. В. – начальник отдела сварки [8].

**2. Гидротурбостроение.** Разработка и проектирование гидроэнергетического оборудования проводится специальным конструкторским бюро «Турбогидромаш». Благодаря наличию квалифицированных специалистов и собственной экспериментальной базы, выполняется весь комплекс научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ.

Номенклатура выпускаемого заводом гидроэнергетического оборудования включает:

- гидротурбины поворотно-лопастного типа с маслонаполненными рабочими колесами и экологически чистыми рабочими колесами (без масла в полости втулки рабочего колеса в зоне уплотнения лопастей) на напоры 6–70 м мощностью 10–230 МВт;

- гидротурбины радиально-осевого типа на напоры 30–405 м мощностью 10–645 МВт;

- горизонтальные капсульные гидротурбины мощностью 5–40 МВт;

- обратимые гидромашины на напоры 50–170 м мощностью от 40–400 МВт;

- пропеллерные гидротурбины на напоры 10–40 м мощностью до 120 МВт;

- дисковые затворы диаметром от 1,0 до 7,6 м на напоры 10–230 м;

- шаровые затворы диаметром от 0,8 до 4,2 м на напоры до 950 м;

- встроенные цилиндрические затворы диаметром от 3,43 до 10,74 м на напоры до 310 м;

- турбины гидравлические для малых ГЭС мощностью до 25 МВт;

- мини ГЭС мощностью до 800 кВт;

- микро ГЭС мощностью 5–100 кВт [9].

На сегодняшний день АО «Турбоатом» осуществил поставку турбин для более чем 100 ГЭС: на четырех континентах успешно работают более 450 гидротурбин суммарной мощностью около 39,6 млн. кВт. Из 106 работающих в Украине гидроагрегатов 103 производства Харьковского турбинного завода [1, 10].

Наиболее мощными вертикальными поворотно-лопастными турбинами на напоры до 70 м являются гидротурбины, которые изготовлены предприятием для ГЭС Сальто-Гранде (Аргентина/Уругвай) – 138 МВт, Миатлинской ГЭС (Россия) – 113 МВт, для Вилуйской ГЭС-3 (Россия) – 92,5 МВт, Днестровской ГЭС-1 (Украина) – 120 МВт. Гидротурбины для Шамхорской ГЭС – 2 агрегата по 195 МВт и Шульбинской ГЭС (Казахстан) – 6 агрегатов по 230 МВт являются одними из крупнейших по мощности в мире поворотно-лопастных турбин [3, 11].

Горизонтально-капсульными гидротурбинами в Украине оснащены Киевская ГЭС – 20 агрегатов, Каневская ГЭС – 24 агрегата, Днестровская буферная ГЭС – 3 агрегата. Горизонтальные капсульные агрегаты экспортirовались в Норвегию: ГЭС Клостерфосс – 2 гидротурбины; в Грецию: ГЭС Пурнари II – 2 гидротурбины; в Азербайджан: Еникендская ГЭС – 4 турбины [12].

АО «Турбоатом» выполнил значительные расчетно-экспериментальные исследования и конструкторские разработки по новому виду оборудования – диагональным поворотно-лопастным гидротурбинам и насос-турбинам, наиболее эффективным при большом диапазоне изменения рабочих напоров на ГЭС или ГАЭС. Созданные на заводе 4 диагональные гидротурбины типа ДПЛ115-В-250 с рабочим колесом, имеющим девять лопастей, были установлены на Андижанской ГЭС (Узбекистан) и в течение длительного времени подтвердили свои высокие эксплуатационные качества, работая в чрезвычайно широком диапазоне напоров (45–99 м) и нагрузках (40–100%)  $N_{\text{ном}}$ .

Вертикальные гидротурбины радиально-осевого типа успешно работают в Армении, Аргентине, Болгарии, Греции, Грузии, Индии, Кыргызстане, Марокко, Мексике, Таджикистане, России и многих других странах.

Самые мощные радиально-осевые гидротурбины поставлены заводом на следующие гидроэлектростанции: Рогунская ГЭС (Таджикистан) – мощность турбины 615 МВт, расчетный напор 245 м, диаметр рабочего колеса 6 м; ГЭС Пьедра дель Агила (Аргентина) – мощность турбины 356 МВт, расчетный напор 108 м, диаметр рабочего колеса 6 м; ГЭС Агуамильпа (Мексика) – мощность турбины 325 МВт, расчетный напор 145 м, диаметр рабочего колеса 5,2 м; ГЭС Тери (Индия) – мощность турбины 255 МВт, расчетный напор 188 м, диаметр рабочего колеса 4,1 м; ГЭС Эль-Кахон (Мексика) – мощность турбины 380,33 МВт, расчетный напор 156,54 м, диаметр рабочего колеса 5,3 м, гидравлические турбины со встроенным

кольцевым затвором для ГЭС Ла Йеска (Мексика) – максимальная мощность турбины 426,13 МВт, максимальный напор 186,7 м, диаметр рабочего колеса 5,3 м [11].

Приоритет в создании и освоении обратимых радиально-осевых гидромашин принадлежит харьковским турбостроителям совместно с учеными ИПМаш НАН Украины. На Киевской ГАЭС установлены 3 насос-турбины типа ОРО75-В-465, выполняющих последовательно функции турбины или насоса, с мощностью электростанции в турбинном режиме 235,5 МВт. На Зеленчукской ГЭС-ГАЭС работают две насос-турбины производства АО «Турбоатом», установленная мощность электростанции в турбинном режиме – 300 МВт, в насосном режиме – 156,18 МВт.

На предприятии для Днестровской ГАЭС (Украина) разработана и изготовлена вертикальная обратимая радиально-осевая гидротурбина ОРО170-В-170. Это первая в Европе обратимая гидромашина, способная максимально выдавать в турбинном режиме 390 МВт, в насосном потреблять 420 МВт. Пуск первого гидроагрегата состоялся в 2009 году, второго – в 2013-м, третьего – в 2016-м. Таким образом, была завершена первая очередь строительства Днестровской ГАЭС. Каждая гидромашина имеет массу более 3000 тонн. Турбина вращается со скоростью 150 оборотов в минуту. А ее диаметр – 7,5 метров (рис. 2). Когда на ГАЭС будут установлены все 7 агрегатов, масса оборудования превысит 20000 тонн, а общая мощность достигнет 2268 МВт в генераторном режиме и 2947 МВт в насосном. Учитывая это, Днестровская ГАЭС станет самой мощной гидроаккумулирующей электростанцией в Европе. Все оборудование было изготовлено украинскими предприятиями. Харьковские гидроагрегаты – гордость гидроэнергетики страны, которые, по оценкам ведущих специалистов отрасли, соответствуют мировому уровню, а по некоторым показателям даже его превышают. В ноябре 2018 года АО «Турбоатом» отгрузил четвертый гидроагрегат Днестровской ГАЭС и поставит гидротурбины и оборудование для 5-го, 6-го и 7-го гидроагрегатов, поскольку имеет для этого все возможности [13].

Работа АО «Турбоатом» по созданию обратимых гидроагрегатов Днестровской ГАЭС удостоена Государственной премии Украины в области науки и техники в 2017 г., ее Лауреатами стали следующие сотрудники АО «Турбоатом»: первый заместитель генерального директора Черкасский А. Ю.; главный конструктор гидротурбин Линник А. В.; главный инженер Ищенко Г. И. [14, 15].

АО «Турбоатом» хорошо известен в мире также как крупнейший поставщик предтурбинных затворов всех размеров и типов. Заводом поставлено в различные регионы 480 гидрозатворов, в том числе 71 – в Украину: шаровые затворы диаметром до 4,2 м и напоры до 950 м; дисковые диаметром до 7,6 м и напоры до 230 м; «биплан», встроенные кольцевые затворы диаметром до 10,74 м и напоры до 310 м.



Рис. 2. Монтаж рабочего колеса Днестровской ГАЭС

Уникальные по размерам шаровые затворы установлены на ГЭС Тери – Индия (4 затвора диаметром 4 м), Нуракской ГЭС – Таджикистан (9 затворов диаметром 4,2 м), дисковый затвор типа «биплан» диаметром 7,6 м для Байпазинской ГЭС (Таджикистан) и др. [3, 11].

Схема компоновки оборудования с встроенным цилиндрическим затвором внедрена в разработках гидротурбин для Зеленчукской ГЭС – Россия (1 затвор диаметром 3,43 м), Ирганайской ГЭС – Россия (4 затвора диаметром 7,05 м), Рогунской ГЭС Таджикистан (1 затвор диаметром 9,5 м), Днестровской ГАЭС – Украина (2 затвора диаметром 10,74 м).

Затворы успешно эксплуатируются на станциях Азербайджана, Аргентины, Армении, Афганистана, Болгарии, Грузии, Германии, Индии, Колумбии, Китая, Марокко, Мексики, России, Таджикистана, Узбекистана и др.

### 3. Реконструкция Днепровского каскада.

Одним из важнейших вкладов АО «Турбоатом» в развитие гидроэнергетики Украины являются работы по реконструкции ГЭС Днепровского каскада, который составляет основу гидроэнергетики Украины и является одной из крупнейших гидросистем в мире. В состав Днепровского каскада (рис. 3) входят восемь гидроэлектростанций: Киевская ГАЭС, Киевская, Каневская, Кременчугская, Среднеднепровская ГЭС, Днепровская ГЭС-1, Днепровская ГЭС-2 и Каховская ГЭС. Общая установленная мощность ГЭС составляет 5981,6 МВт, а среднегодовая выработка – 8,955 млрд. кВт·ч.

На каскаде установлено 93 агрегата, из которых 90 турбин производства АО «Турбоатом», среди них 78 поворотно-лопастных гидротурбин, 12 радиально-осевых, 3 обратимые гидромашины. В табл. 1. представлены характеристики ГЭС Днепровского каскада. Турбинное оборудование этих ГЭС отработало 30–50 лет, обеспечивая покрытие пиковых графиков нагрузок для сбалансированной работы Единой энергетической системы Украины, физически износилось и нуждалось в техническом перевооружении [9, 11, 12].

С целью объективной оценки состояния оборудования и определения эффективности модернизации было проведено тщательное



Рис. 3. Гидроэлектростанции Днепровского каскада

обследование силового и другого оборудования на всех гидроэлектростанциях каскада и подтверждена необходимость работ по реконструкции с учетом международных норм. Расчетный срок окупаемости реконструкции по Днепровскому каскаду, оцененный в 4,5 года (при нормативном сроке 8–9 лет) достигается за счет предложенных Турбоатомом новых более высоких параметров модернизируемого турбинного оборудования, таких как КПД, мощность, продление межремонтного периода и срока службы оборудования, при этом учитывались более жесткие современные требования к оборудованию по экологии.

В соответствии с принятой Программой реконструкции ГЭС Днепровского каскада, согласованной с МБРР, работы по реабилитации гидроэлектростанций были разделены на два этапа. В 2002 г. закончился первый этап проекта (1997–2002 гг.), в результате которого было реконструировано 18 агрегатов:

- для Киевской ГЭС из 20 агрегатов модернизировано 10 (ст. №№ 1, 2, 3, 4, 5, 6, 13, 14, 15, 16), значение номинальной мощности турбины

увеличилось до  $P_p = 21$  МВт, а максимальной до  $P_{max} = 23$  МВт;

- для ДнепроГЭС-1 – 6 агрегатов из 9 (ст. №№ 4, 5, 6, 7, 8, 9), значение номинальной мощности турбины увеличилось до  $P_p = 73,6$  МВт, а максимальной до  $P_{max} = 80$  МВт;

- для Каховской ГЭС – 2 агрегата из 6 (ст. №№ 2, 3), значение номинальной мощности турбины увеличилось до  $P_p = 54$  МВт, а максимальной до  $P_{max} = 60,5$  МВт [11].

За счет реконструкции гидроэлектростанций удалось увеличить суммарную установленную мощность ГЭС при расчетных напорах на 88,1 МВт, среднемноголетнюю годовую выработку электроэнергии на 95 млн. кВт·ч [16].

В 2003 году начался второй этап модернизации ГЭС Днепровского каскада. За период 2003–2019 гг. реконструировано и введено в эксплуатацию 46 агрегатов для следующих ГЭС:

- Киевской ГЭС – 10 турбин (ст. №№ 7, 8, 9, 10, 11, 12, 17, 18, 19, 20), значение номинальной мощности турбины возросло до  $P_p = 23$  МВт, а максимальной до  $P_{max} = 24,2$  МВт.

- Каховской ГЭС – 4 агрегата (ст. №№ 1, 4, 5, 6), значение номинальной мощности турбины составило  $P_p = 54$  МВт, а максимальной –  $P_{max} = 60,5$  МВт.

- Среднеднепровской ГЭС – 6 агрегатов (ст. №№ 3, 4, 5, 6, 7, 8), значение номинальной мощности турбины увеличилось до  $P_p = 49$  МВт, а максимальной до  $P_{max} = 52,8$  МВт.

- Каневской ГЭС – 16 турбин (ст. №№ 1, 2, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 17, 21, 22, 23, 24), значение номинальной мощности турбины увеличилось до  $P_p = 23,5$  МВт, а максимальной до  $P_{max} = 25$  МВт.

- Кременчугской ГЭС – 5 агрегатов (ст. №№ 2, 3, 7, 8, 9). При модернизации двух агрегатов ст. №№ 2, 3 значение номинальной мощности турбины при расчетном напоре возросло до  $P_p = 62$  МВт; а максимальной мощности при максимальном напоре до  $P_{max} = 63,8$  МВт. При модернизации трех агрегатов ст. №№ 7, 8, 9 значение номинальной  $P_p$  и максимальной  $P_{max}$  мощности турбины составило 64 МВт.

Таблица 1

Название ГЭС	Ввод в эксплуатацию, год	Тип турбины	Количество агрегатов		Параметры				
					До модернизации				
			уст.	мод.					
Киевская ГАЭС	1970–1972	РО75 ОРО75	3 3	0 3	3 4,65	65 69,5/65	43 45,2/38	43 -/70,5	235,5
Киевская ГЭС	1964–1968	ПЛГ15	20	20	6	7,7	17,2	21,5	429,5
Каневская ГЭС	1972–1975	ПЛГ15	24	16	6	7,4	18,1	19,2	472
Кременчугская ГЭС	1959–1961	ПЛ20	12	5	8	14,2	58	58	632,9
Среднеднепровская ГЭС	1963–1964	ПЛ20	8	6	9,3	9,85	45,4	45,4	369,6
Днепровская ГЭС-1	1944–1950	РО45	9	6	5,45	34,3	73,6	73,6	2629
Днепровская ГЭС-2	1969–1980	ПР/ПЛ40	8	5	6,8	34,3	107	107	884,1
Каховская ГЭС	1950–1956	ПЛ20	6	6	8	13,8	51,8	58,5	329
Всего			93	63					5981,6

- Днепровской ГЭС-2 – 5 агрегатов (ст. №№ 11, 13, 15 17, 18), на агрегатах ст. №№ 13, 15 значение номинальной мощности турбины увеличилось до  $P_p = 120$  МВт, а максимальной до  $P_{max} = 125$  МВт. На агрегатах ст. №№ 11, 17, 18 значение номинальной мощности турбины составило  $P_p = 122$  МВт, а максимальной –  $P_{max} = 125$  МВт.

На сегодняшний день в стадии реконструкции находятся:

- 3 РО турбины (ст. №№ 2, 4, 6) Киевской ГАЭС, значение номинальной мощности турбины составит  $P_p = 48,3$  МВт, а максимальной –  $P_{max} = 48,3$  МВт.

- 2 агрегата (ст. №№ 14, 16) для Днепровской ГЭС-2, значение номинальной мощности турбины составит  $P_p = 122$  МВт, а максимальной –  $P_{max} = 125$  МВт.

- 2 турбины (ст. №№ 1, 2) для Среднеднепровской ГЭС, номинальная мощность турбины составит  $P_p = 51,8$  МВт, а максимальная –  $P_{max} = 52,8$  МВт.

- 7 турбин (ст. №№ 13, 14, 15, 16, 18, 19, 20) Каневской ГЭС, значение номинальной мощности турбины составит  $P_p = 23,14$  МВт, а максимальной –  $P_{max} = 25$  МВт.

В настоящее время подписан тендер на реконструкцию 2 турбин (ст. №№ 4, 5) для Кременчугской ГЭС, значения номинальной  $P_p$  и максимальной  $P_{max}$  мощности турбины составят 62 МВт [17].

На сегодняшний день модернизации подлежат агрегаты следующих ГЭС:

- 1 агрегат (ст. № 12) Днепровской ГЭС-2;

- 5 агрегатов (ст. № 1, 6, 10, 11, 12) Кременчугской ГЭС;

- 1 турбина (ст. № 3) Каневской ГЭС.

По проектам реабилитации Каневской ГЭС, Среднеднепровской ГЭС, Днепровской ГЭС-2, Киевской ГАЭС и Кременчугской ГЭС АО «Турбоатом» выступает генеральным подрядчиком проекта «под ключ», в объем обязательств предприятия вошли проектирование, изготовление, поставка оборудования, а также монтаж, пусконаладочные работы и ввод турбин в эксплуатацию [18].

Для всех модернизируемых станций проведен комплекс расчетно-теоретических и научно-исследовательских работ по созданию лопастных систем с улучшенными энерго-кавитационными качествами с минимальным изменением существующих проточных трактов гидротурбин, выполнены прочностные расчеты по новым рабочим колесам и другим элементам проточных частей.

В рамках научно-технического сотрудничества между АО «Турбоатом» и ИПМаш НАН Украины для детального изучения рабочего процесса в модернизированной гидротурбине ПЛ20/3271у Кременчукской ГЭС было проведено численное исследование пространственного течения вязкой несжимаемой жидкости во всех элементах проточной части в широком диапазоне режимов работы. Работы выполнены с помощью программного комплекса *IPMFlow*, разработанного в ИПМаше и хорошо себя

зарекомендовавшего при исследованиях течений в энергетических машинах разного типа [19].

Моделирование течения жидкости выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с учетом дополнительного члена, содержащим искусственную сжимаемость. Тurbулентные эффекты учитывались применением двухпараметрической модели турбулентности Ментера *SST* (*Menter's Shear Stress Transport*). Численное интегрирование уравнений проводено с помощью неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени [20, 21, 22, 23].

Численные исследования выполнены для модели с диаметром рабочего колеса  $D = 1$  м для двух углов установки лопасти рабочего колеса оптимальном и максимальном, при десяти значениях открытия направляющего аппарата и соответствующих им значениях приведенного расхода и частоты вращения, определенных по универсальной характеристике ПЛ 20-В-46.

В результате проведения численного эксперимента получены и проанализированы следующие данные:

- визуализация потока (поля скоростей и давления) в характерных сечениях всех элементов проточной части (рис. 4);

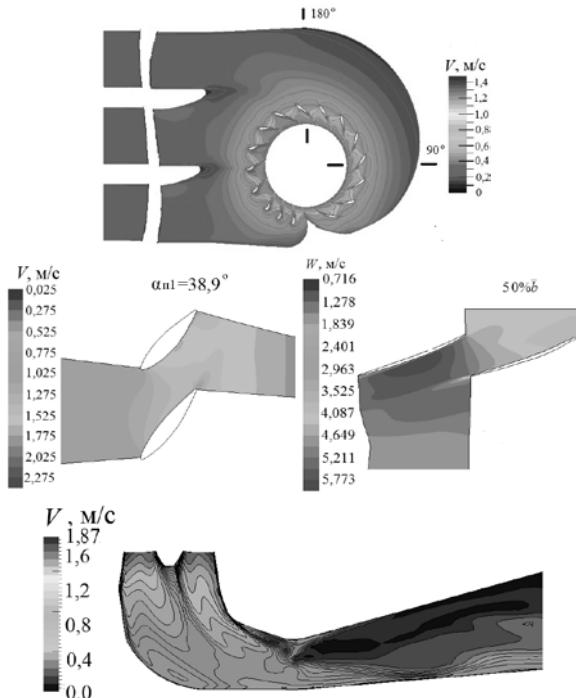


Рис. 4. Визуализация течения в элементах проточной части Кременчукской ГЭС

- выявлены особенности течения во всех элементах проточной части;

- эпюры распределения скоростей и давления вдоль сечений лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса;

- распределение осредненных значений компонент скорости и углов потока в характерных

сечениях проточной части (за направляющим аппаратом, перед и за рабочим колесом);

- интегральные энергетические и кавитационные характеристики проточной части, в том числе значения гидравлических потерь во всех ее элементах.

Анализ полученных результатов демонстрирует благоприятную картину течения во всех элементах проточной части в широком диапазоне режимов. Сравнение расчетных энергетических и кавитационных данных с результатами экспериментальных исследований на гидродинамическом стенде АО «Турбоатом» показывает их хорошее количественное и качественное согласование и подтверждает высокий уровень модернизированной гидротурбины Кременчугской ГЭС (ст. №№ 2, 3) [19].

На универсальных стендах ЭКС-100 и ЭКС-150 в гидротурбинной лаборатории АО «Турбоатом» (рис. 5) для всех модернизируемых станций проведен комплекс селективных и приемо-сдаточных модельных испытаний проточных частей, результаты испытаний подтвердили выполнение контрактных условий по обеспечению значений мощности турбины, достижению средневзвешенного КПД, кавитационных показателей и др. согласно функциональным гарантиям [24].



Рис. 5. Внешний вид универсальных стендов ЭКС-100 и ЭКС-150

Для реконструируемых гидротурбин применены новые конструкторские и технологические решения по рабочим колесам, направляющим аппаратам, другим узлам. В поворотно-лопастных реконструированных гидротурбинах применяется либо конструкция рабочего колеса с разгруженной от высокого давления внутренней полостью корпуса с 4,0 до 0,05–0,1 МПа (Киевская, Каневская, Среднеднепровская ГЭС и др.), либо конструкция экологически чистого рабочего колеса, в которой отсутствует масло в указанной полости (Каховская ГЭС и др.). В механизмах поворота лопаток направляющего аппарата применены втулки подшипников из самосмазывающихся композиционных и полимерных материалов. Особое внимание при модернизации турбин было уделено обеспечению герметичности закрытого

направляющего аппарата по торцам лопаток в зонах их контактов [9, 12].

**Выходы.** В результате модернизации, при минимальных капитальных затратах (20–30 % от полной стоимости нового оборудования) установленная мощность ГЭС Днепровского каскада увеличится примерно на 350,0 МВт, увеличится срок службы гидротурбин до 30–40 лет, межремонтный период – до 5–7 лет, улучшатся энергетические показатели (мощность до 30 %, КПД – до 4 %), а также показатели надёжности, безопасности оборудования и конструкций, безопасности окружающей среды, повысится качество производимой энергии.

#### Список литературы

1. АО «Турбоатом». URL: <http://www.turboatom.com.ua> (дата обращения: 03.05.2019).
2. АО «Турбоатом». URL: <http://www.turboatom.com.ua/ru/clients/products/steam-turbines> (дата обращения: 03.05.2019).
3. Міністерство закордонних справ України. URL: [http://mfa.gov.ua/mediafiles/sites/rei/files/FcPJSCT\\_2017-09-04.pdf](http://mfa.gov.ua/mediafiles/sites/rei/files/FcPJSCT_2017-09-04.pdf) (дата звернення: 03.05.2019).
4. Левченко Е. В., Швецов В. Л., Кожешкурт И. И., Лобко А. Н. Опыт ОАО «Турбоатом» в разработке и модернизации турбин для АЭС. Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Енергетичні i теплотехнічні процеси i устаткування. Харків: НТУ «ХПІ». 2010. № 3. С. 5–11.
5. Швецов В. Л., Галацан В. Н. Работы ОАО «Турбоатом» по модернизации и совершенствованию турбин АЭС. Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Енергетичні i теплотехнічні процеси i устаткування. Харків: НТУ «ХПІ». 2007. № 2. С. 6–10.
6. Субботин В. Г., Левченко Е. В., Швецов В. Л. Паровые турбины ОАО «Турбоатом» для тепловых электростанций. Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Енергетичні i теплотехнічні процеси i устаткування. Харків: НТУ «ХПІ». 2009. № 3. С. 6–17.
7. АО «Турбоатом». URL: <http://www.turboatom.com.ua/ru/press/news/224/186/673> (дата обращения: 03.05.2019).
8. АО «Турбоатом». URL: <http://www.turboatom.com.ua/ru/press/news/6622> (дата обращения: 03.05.2019).
9. АО «Турбоатом». URL: <http://www.turboatom.com.ua/ru/clients/products/hidro-turbines> (дата обращения: 03.05.2019).
10. Субботин В. Г., Левченко Е. В., Ефименко В. Н. Оборудование ОАО «Турбоатом» для гидроэлектростанций Украины: модернизация, реабилитация и перспективы создания новых типов. Гидроенергетика Украины. 2009. № 2. С. 33–43.
11. Веремеенко И. С. Полвека поиска и созидания – итоги и перспективы развития отечественного гидротурбостроения. Проблемы машиностроения. 2003. Т. 6, № 2. С. 4–25.
12. Линник А. В., Хайтов В. Д. Современный уровень и основные направления развития гидротурбостроения в Украине. Проблемы машиностроения. 2010. Т. 13, № 1. С. 11–18.
13. Сокол Е. И., Ищенко Г. И., Черкасский А. Ю., Ищенко М. Г., Линник А. В. Технологическое обеспечение изготовления гидравлической турбины для Днестровской ГАЭС. Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Технології в машинобудуванні. Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 26 (1248). С. 5–13.
14. АО «Турбоатом». URL: <http://www.turboatom.com.ua/ru/press/news/224/222/5204> (дата обращения: 03.05.2019).
15. АО «Турбоатом». URL: <http://www.turboatom.com.ua/ru/press/news/224/301/6318> (дата обращения: 03.05.2019).
16. ЧАО «Укргидропроект». URL: [http://uhp.kharkov.ua/sites/default/files/UHP\\_Ref\\_Rus\\_2015.pdf](http://uhp.kharkov.ua/sites/default/files/UHP_Ref_Rus_2015.pdf) (дата обращения: 03.05.2019).
17. АО «Турбоатом». URL: <http://www.turboatom.com.ua/ru/press/news/6548> (дата обращения: 03.05.2019).
18. АО «Турбоатом». URL: <http://www.turboatom.com.ua/content/documents/65/6449/files/2019-01-21.pdf> (дата обращения: 03.05.2019).
19. Русанов А. В., Хорев О. Н., Рябова С. А., Косьянов Д. Ю., Сухоребый П. Н., Курская Н. М. Математическое моделирование течения жидкости и анализ структуры потока в

- проточній часті низконапорні осеві гідротурбіни. *Журнал інженерних наук*. 2016. Т. 3, № 2. С. 8–17.
20. Русанов А. В., Косьянов Д. Ю. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2009. № 5. С. 4–7.
  21. Русанов А. В., Ершов С. В. *Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин: монография*. Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. 275 с.
  22. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*. 1994. No. 8. P. 1598–1605.
  23. Menter F. R., Esch T. Advanced Turbulence Modelling in CFX. *CFX Update*. 2001. No. 20. P. 4–5.
  24. Линник А. В., Рябов А. В. Экспериментальный стенд ПАО «Турбоатом» для физического моделирования гидродинамических процессов в проточных частях моделей поворотно-лопастных гидротурбин. *Проблемы машиностроения*. 2014. Т. 14, № 3. С. 11–18.

#### References (transliterated)

1. *JSC "Turboatom"*. Available at: <http://www.turboatom.com.ua> (accessed 03.05.2019).
2. *JSC "Turboatom"*. Available at: <http://www.turboatom.com.ua/ru/clients/products/steam-turbines> (accessed 03.05.2019).
3. *Ministerstvo zakordonnykh sprav Ukrayny*. Available at: [http://mfa.gov.ua/mediafiles/sites/rei/files/FcPJSCT\\_2017-09-04.pdf](http://mfa.gov.ua/mediafiles/sites/rei/files/FcPJSCT_2017-09-04.pdf) (accessed 03.05.2019).
4. Levchenko E. V., Shvetsov V. L., Kozheshkurt Y. Y., Lobko A. N. Opyt OAO "Turboatom" v razrabotke y modernizatsyy turbyn dia AES [Experience of OJSC "Turboatom" in the development and modernization of turbines for nuclear power plants]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustakuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2010, no. 3, pp. 5–11.
5. Shvetsov V. L., Halatsan V. N. Raboty OAO "Turboatom" po modernizatsyy y sovershenstvovanyu turbyn AÉS [Works of OJSC "Turboatom" on modernization and improvement of NPP turbines]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustakuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2007, no. 2, pp. 6–10.
6. Subbotin V. H., Levchenko E. V., Shvetsov V. L. Parovye turbyny OAO "Turboatom" dlya teplovyykh elektrostantsyy [Steam turbines of Turboatom for thermal power plants]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustakuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2009, no. 3, pp. 6–17.
7. *JSC "Turboatom"*. Available at: <http://www.turboatom.com.ua/ru/press/news/224/186/673> (accessed 03.05.2019).
8. *JSC "Turboatom"*. Available at: <http://www.turboatom.com.ua/ru/press/news/6622> (accessed 03.05.2019).
9. *JSC "Turboatom"*. Available at: <http://www.turboatom.com.ua/ru/clients/products/hidro-turbines> (accessed 03.05.2019).
10. Subbotin V. G., Levchenko Ye. V., Yefimenko V. N. Oborudovaniye OAO "Turboatom" dlya gidroelektrostantsiy Ukrayny: modernizatsiya, rehabilitatsiya i perspektivy sozdaniya novykh tipov [Equipment of OJSC "Turboatom" for hydroelectric power plants of Ukraine: modernization, rehabilitation and prospects for the creation of new types]. *Gidroenergetika Ukrayny* [Hydropower of Ukraine]. 2009, no. 2, pp. 33–43.
11. Veremeenko I. S. Polveka poiska i sozdaniya – itogi i perspektivy razvitiya otechestvennogo gidroturbostroyeniya [Half a century of search and creation – the results and prospects of development of the domestic hydro-turbine]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2003, vol. 6, no. 2, pp. 4–25.
12. Linnik A. V., Khaitov V. D. Sovremennyy uroven' i osnovnyye napravleniya razvitiya hidroturbostroyeniya v Ukraine [The current level and main directions of development of hydroturbation in Ukraine]. *Problemy mashinostroyeniya*. 2010, vol. 13, no 1, pp. 11–18.
13. Sokol E. I., Ishchenko G. I., Cherkasskiy A. Yu., Ishchenko M. G., Linnik A. V. Tekhnologicheskoye obespecheniye izgotovleniya gidravlicheskoj turbiny dlya Dnistrovskoy GAES [Technological support for the manufacture of a hydraulic turbine for the Dniester PSP]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Tekhnologii v mashinobuduvanni* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Technology in mechanical engineering]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 26 (1248), pp. 5–13.
14. *JSC "Turboatom"*. Available at: <http://www.turboatom.com.ua/ru/press/news/224/222/5204> (accessed 03.05.2019).
15. *JSC "Turboatom"*. Available at: <http://www.turboatom.com.ua/ru/press/news/224/301/6318> (accessed 03.05.2019).
16. *PRJSC "Ukrhydroproject"*. Available at: [http://uhp.kharkov.ua/sites/default/files/UHP\\_Ref\\_Rus\\_2015.pdf](http://uhp.kharkov.ua/sites/default/files/UHP_Ref_Rus_2015.pdf) (accessed 03.05.2019).
17. *JSC "Turboatom"*. Available at: <http://www.turboatom.com.ua/ru/press/news/224/301/6318> (accessed 03.05.2019).
18. *JSC "Turboatom"*. Available at: <http://www.turboatom.com.ua/content/documents/65/6449/files/2019-01-21.pdf> (accessed 03.05.2019).
19. Rusakov A. V., Khorev O. N., Ryabova S. A., Kos'yanov D. Yu., Sukharev P. N., Kurskaya N. M. Matematicheskoye modelirovaniye techeniya zhidkosti i analiz struktury potoka v protochnoy chasti nizkonapornoy osevoy hidroturbiny [Mathematical modeling of fluid flow and analysis of the flow structure in the flow part of a low-pressure axial hydraulic turbine]. *Zhurnal inzhenericheskikh nauk*. 2016, vol. 3, no. 2, pp. 8–17.
20. Rusakov A. V., Kos'janov D. Ju. Chislennoe modelirovaniye techeniy vyazkoy neszhimaemoy zhidkosti s ispol'zovaniem neyavnoy kvazimonotonnoy skhemy Godunova povyshennoy tochnosti [Mathematical modeling of fluid flow and analysis of the flow structure in the flow part of a low-pressure axial hydraulic turbine]. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2009, no. 5, pp. 4–7.
21. Rusakov A. V., Yershov S. V. Matematicheskoye modelirovaniye nestatsionarnykh gazodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh turbomashin [Mathematical modeling of non-stationary gas-dynamic processes in the flow parts of turbomachines]. Kharkov, IPMash NAN Ukrayny Publ., 2008. 275 p.
22. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*. 1994, no. 8, pp. 1598–1605.
23. Menter F. R., Esch T. Advanced Turbulence Modelling in CFX. *CFX Update*. 2001, no. 20, pp. 4–5.
24. Linnik A. V., Ryabov A. V. Eksperimental'nyy stend PAO "Turboatom" dlya fizicheskogo modelirovaniya hidrodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh modeley poverotno-lopastnykh hidroturbin [Experimental stand of PJSC "Turboatom" for the physical modeling of hydrodynamic processes in the flow parts of the Kaplan turbine models]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2014, vol. 14, no. 3, pp. 11–18.

*Поступила (received) 25.04.2019*

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

**Линник Олександр Васильович (Линник Александр Васильевич, Lynnyk Aleksandr Vasil'evich)** – головний конструктор гідротурбін АТ «Турбоатом», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6779-5528>; e-mail: office@turboatom.com.ua

**Рябова Світлана Олександрівна (Рябова Светлана Александровна, Riabova Svetlana Aleksandrova)** – кандидат технічних наук, АТ «Турбоатом», інженер-конструктор гідротурбін, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3045-7661>; e-mail: office@turboatom.com.ua

**ФУНДАМЕНТАЛЬНІ  
ДОСЛІДЖЕННЯ**

**FUNDAMENTALS**

**Є. І. СОКОЛ, М. М. РЕЗИНКІНА, О. Л. РЕЗИНКІН, С. А. ЛИТВИНЕНКО, О. Г. ГРИБ**

## МОДЕЛЮВАННЯ ЕЛЕКТРИЧНИХ ПОЛІВ В ОКОЛІ ЕЛЕКТРОПРОВІДНИХ СТРИЖНІВ – БЛИСКАВКОПРИЙМАЧІВ

Метою роботи є розробка методу більш точного розрахунку розподілу електричного поля (ЕП) в системах з електропровідними стрижнями, забезпечуючи знаходження напруженості та потенціалу електричного поля при використанні просторової сітки з кроком, пропорційним довжині стрижня, а не його радіусу. Методика: описаний метод розрахунку електричного поля в околі електропровідних стрижнів з великим співвідношенням довжини до радіуса: більше  $10^2$ – $10^3$ . Запропонований метод заснований на техніці скінченного інтегрування та використанні інформації про нелінійне спадання напруженості та потенціалу ЕП у напрямках, перпендикулярних осі стрижня. Результати: показано, що найкращий збіг з аналітичними рішеннями може бути досягнутий шляхом отримання різницевих коефіцієнтів у вузлах, що оточують стрижень, за допомогою інтегрування виразів для ЕП струмопровідного еліпсоїда під потенціалом по поверхням комірок розрахункової сітки. Практичне значення: в результаті використання запропонованого методу стає можливим більш точний розрахунок напруженості електричного поля в зоні навколо стрижня під потенціалом або стрижня в однорідному ЕП при застосуванні сітки, крок якої порівняний з його довжиною, а не радіусом. Новизна: використання запропонованого способу для розрахунку напруженості ЕП в околі електропровідних стрижнів з урахуванням нелінійного характеру спадання напруженості та потенціалу в безпосередній близькості від стрижня за допомогою аналітичних виразів для ЕП витянутого струмопровідного еліпсоїду під потенціалом зменшує відносні похибки розрахунку напруженості ЕП в зоні навколо стрижня і вище його вершини з 27 % до 3 % і менше. У цьому випадку просторовий крок обирається пропорційним довжині стрижня, а не його радіусу. Наведено приклад розрахунку напруженості електричного поля в умовах грозди.

**Ключові слова:** електричне поле, струмопровідні стрижні, метод скінченного інтегрування, математичне моделювання, блискавкоприймач, струмопровідний еліпсоїд під потенціалом.

**Е. І. СОКОЛ, М. М. РЕЗИНКІНА, О. Л. РЕЗИНКІН, С. А. ЛИТВИНЕНКО, О. Г. ГРИБ**

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПОЛЕЙ В ОКРЕСТНОСТИ ПРОВОДЯЩИХ СТЕРЖНЕЙ – МОЛНИЕПРИЕМНИКОВ

Целью данной работы является разработка метода для более точного расчета распределения электрического поля (ЭП) в системах с проводящими стержнями, обеспечивающимо нахождение напряженности и потенциала электрического поля при использовании пространственной сетки с шагом, пропорциональным длине стержня, а не его радиусу. Методология: описан метод расчета электрического поля в окрестности проводящих стержней с большим отношением длины к радиусу: более  $10^2$ – $10^3$ . Предлагаемый метод основан на методе конечного интегрирования и использовании информации о нелинейном спадении напряженностей и потенциалов ЭП в направлениях, перпендикулярных оси стержня. Результаты: показано, что наилучшего совпадения с аналитическими решениями можно достичь, получив разностные коэффициенты в узлах, окружающих стержень, с помощью интегрирования выражений для напряженностей ЭП вытянутого проводящего эллипсоида под потенциалом по поверхностям ячеек вычислительной сетки. Практическая ценность: в результате использования предложенного метода становится возможным более точный расчет напряженности электрического поля в зоне вокруг стержня под потенциалом или стержня в однородном ЭП при использовании пространственной сетки, шаг которой сопоставим с его длиной, а не радиусом. Новизна: использование предложенного метода для расчета напряженности ЭП в окрестности проводящих стержней с учетом нелинейного характера спадания напряженностей и потенциалов ЭП в непосредственной близости от стержня с помощью аналитических выражений для ЭП проводящего эллипсоида под потенциалом уменьшает относительные погрешности расчета напряженности ЭП в зоне вокруг стержня и над его острием с 27 % до 3 % и менее. В этом случае пространственный шаг выбирается пропорциональным длине стержня, а не его радиусу. Приведен пример расчета напряженности электрического поля стержневых молниеприемников в условиях грозовой обстановки.

**Ключевые слова:** электрическое поле, токопроводящие стержни, метод конечного интегрирования, математическое моделирование, молниеприемник, токопроводящий эллипсоид под потенциалом.

**Y. I. SOKOL, M. M. REZINKINA, O. L. REZINKIN, S. A. LYTVYNENKO, O. H. GRYB**

## MODELING OF THE ELECTRIC FIELDS IN THE VICINITY OF THE CONDUCTIVE LIGHTNING RODS

The aim of the work is to develop a method for more accurate calculation the electric field (EF) distribution in the systems with conductive lightning rods, ensuring that the electric field strengths and potentials can be found at the grid spatial step proportional to the rod length and not to its radius. Methodology: a method of the electric field calculation in the vicinity of conductive rods with a large ratio of length to radius: more than  $10^2$ – $10^3$  is described. The proposed method is based on the finite integration technique and usage of information on the nonlinear decrease of the EF strengths and potentials in the directions perpendicular to the rod axis. Results: it is shown that the best match with analytical solutions can be achieved by obtaining the difference coefficients at the nodes surrounding the rod with the help of integrating expressions for the EF strength of a conductive ellipsoid upon electric potential over the computational grid cell surfaces. Practical value: as a result of the proposed method usage, it become possible more accurate calculation of the electric field strength in the zone around a rod under potential or a rod in a homogeneous EF when applying a grid, the step of which is comparable with its length, not its radius. Originality: usage of the proposed method for calculation of the EF strength in the vicinity of the conductive rods, taking into account nonlinear character of the EF strength and potential decrease in the close vicinity of the rod with the help of analytical expressions for the EF of an elongated conductive ellipsoid upon electric potential, reduces relative errors of the EF strength calculation in the zone around the rod and above its tip from 27 % to 3 % and less. In this case, a spatial step is chosen proportional to the length of the rod, and not to its radius. An example of the electric field strength calculation in lightning storm conditions is presented.

**Keywords:** electric field, conductive rods, finite integration technique, mathematical modeling, lightning rod, conductive ellipsoid under potential.

**Вступ.** В ряді практично важливих випадків виникає задача розрахунку електричного поля (ЕП) в системах, що містять струмопровідні стрижні з великим співвідношенням довжини ( $L$ ) до радіуса ( $R$ ):  $L/R > 10^2 - 10^3$ . Такими стрижнями можуть бути представлені, наприклад, стрижневі блискавковідводи, неповні канали пробоїв в ізоляції, лідерні канали блискавки [1–6]. Ще однією областю, яка потребує розв'язання таких задач, є field-emission devices using carbon nanofibre arrays [7–9]. Не зважаючи на те, що знаходження залежності ступеню підсилення ЕП на верхівках стрижнів приділено багато уваги, повністю ця проблема не вирішена [10].

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** При використанні скінченно-різницевих методів для розв'язання задач розрахунку розподілення ЕП в системах, що містять подібні довгі та тонкі стрижні, виникає проблема обрання кроку розрахункової сітки  $\Delta$ . Для коректного розв'язання задачі  $\Delta$  має бути меншим за радіус стрижня  $R$ . Оскільки розглядаються стрижні, довжина яких на багато порядків перевищує їхній радіус, накладання на досліджувану область такої дрібної розрахункової сітки призвело б до різкого збільшення порядку розв'язуваної системи рівнянь та зробило б її такою, що не реалізується існуючими обчислювальними системами.

Відомий підхід до чисельного розрахунку електромагнітного поля в околі нескінченно довгого тонкого електропровідного циліндричного стрижня, в якому для отримання коефіцієнтів різницевих рівнянь у вузлах на стрижні та навколо нього використовується закон спадання напруженості ЕП зворотно пропорційно відстані до його осі [11–15]. При цьому крок просторової сітки може бути суттєво більшим за радіус стрижня. Цей підхід було розширене для стрижня скінченої довжини при його представленні у вигляді рівномірно зарядженої нитки або розташованого в рівномірному ЕП еліпсоїда [16, 17]. Як видно з порівняння результатів розрахунків, виконаних за допомогою такого підходу, а також розрахованих за допомогою аналітичних виразів для рівномірно зарядженої нитки або видовженого еліпсоїда [18], відносна похибка при знаходженні потенціалів ЕП в області, що відстоїть від осі стрижня на відстані, більшій за крок розрахункової сітки, складає порядку 5 % для випадку розташування стрижня в зоні зовнішнього рівномірного ЕП. При цьому похибка розрахунку напруженості ЕП може складати 10 % і більше. Для випадку прикладання до стрижня потенціалу за відсутності зовнішнього ЕП величина похибки при використанні таких підходів зростає ще більше. Так, проведені чисельні експерименти показали, що відносна похибка розрахунку напруженості ЕП в зоні верхівки стрижня під потенціалом може досягати 45 %. Для вирішення цієї проблеми та для отримання коефіцієнтів різницевих рівнянь у вузлах на стрижні та навколо нього пропонується використовувати аналітичні вирази для ЕП видовженого еліпсоїда, що знаходиться під потенціалом, а не еліпсоїда, розташованого в рівномірному ЕП. Відомо, що

структурна виразів для потенціалів та напруженостей ЕП видовженого еліпсоїда під потенціалом та еліпсоїда, розташованого в рівномірному ЕП, відрізняються (див. наприклад [18]).

**Мета роботи.** Розробка уточненого метода чисельного розрахунку електричного поля в околі струмопровідних стрижнів-блискавкоприймачів з великим співвідношенням довжини до радіуса перетину за допомогою задавання спеціальним чином різницевих коефіцієнтів у вузлах розрахункової сітки, що оточує стрижень. В результаті, розв'язання задачі забезпечується при кроці розрахункової сітки, пропорційному довжині стрижня, а не його діаметру, та досягається збільшення точності розрахунку напруженостей ЕП в системах зі струмопровідними стрижнями.

**Основні матеріали дослідження.** Розглянемо систему, що містить заземлений стрижень, до якого подається напруга  $U_0$ . Найдоцільнішим для розрахунку ЕП в цьому випадку є застосування методу скінчених об'ємів (див. наприклад [19, 20]). Цей метод відрізняється від звичайних різницевих методів тим, що рівняння для розв'язання отримують шляхом інтегрування рівнянь Максвела за об'ємами елементарних комірок  $V$ , на які розбито розрахункова область. При цьому розбиття виконується так, що вузли розрахункової сітки  $(i, j, k)$ , в яких визначаються потенціали ЕП, розташовані на границях розділу середовищ, а отже, і на осі струмопровідного стрижня (див. рис. 1). В результаті, умови на границях розділу середовищ виконуються автоматично. Такий підхід дозволяє також враховувати характер спадання потенціалу в напрямках, перпендикулярних осі стрижня.

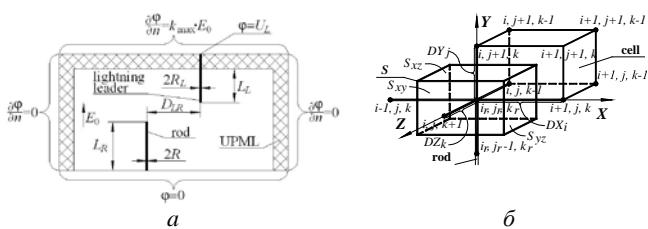


Рис. 1. Розрахункова схема (а) та комірка, що містить струмопровідний стрижень (б)

Застосувавши до рівняння Максвела (див. наприклад [18])

$$\text{rot} \mathbf{H} = \gamma \mathbf{E} + \partial \mathbf{D} / \partial t ,$$

де  $\mathbf{D} = \epsilon_0 \epsilon \mathbf{E} = -\epsilon_0 \epsilon \cdot \text{grad} \phi$  – електрична індукція;  $\epsilon_0 = 0,885 \cdot 10^{-11}$  Ф/м;  $\mathbf{E}$  – напруженість електричного поля;  $\phi$  – електричний потенціал;  $\gamma$  – питома провідність;  $\mathbf{H}$  – напруженість магнітного поля, операцію дивергенції та взявши інтеграл від отриманого виразу за об'ємом елементарних комірок  $V$ , на які розбита розрахункова область, за допомогою теореми Остроградського-Гауса за відсутності об'ємних зарядів, коли другим доданком в правій частині останнього рівняння можна знехтувати, отримаємо необхідне рівняння через електричний потенціал  $\phi$ :

$$\int_V \gamma E dV = \oint_S \gamma E_n dS = \oint_S -\gamma \frac{\partial \phi}{\partial n} dS = 0, \quad (1)$$

де  $n$  – нормаль до поверхні  $S$ , що охоплює об'єм  $V$ ;  
 $E_n$  – проекція вектора  $E$ , що є нормальнюю до  $S$ .

Рівняння вигляду (1) були записані для кожного вузла розрахункової сітки, причому під  $\gamma$  маємо на увазі питому провідність  $(i, j, k)$ -ї комірки розрахункової системи  $(\gamma_{i,j,k})$ . Оскільки радіус електропровідного стрижня ( $R$ ) на декілька порядків менший за його довжину ( $L$ ), він був замінений сукупністю розташованих на осі вузлів, яким наданий індекс  $r$  (див. рис. 1).

Аби врахувати закони спадання напруженості та потенціалу ЕП, які не є лінійними в напрямках, перпендикулярних осі стрижня, та наявність провідності між вузлами  $i_r, j_r, k_r$  в напрямку вздовж осі стрижня, вважатимемо, що питома провідність може буде представлена у вигляді тензора:

$$\hat{\gamma}_{i,j,k} = \begin{bmatrix} \gamma k_x & 0 & 0 \\ 0 & \gamma k_y & 0 \\ 0 & 0 & \gamma k_z \end{bmatrix}, \quad (2)$$

де  $k_x, k_y, k_z$  – коефіцієнти, що дорівнюють 1 для усіх вузлів за виключенням  $(i_r, j_r, k_r), (i_r-1, j_r, k_r), (i_r, j_r, k_r-1)$ ;  $k_y = 10^6$  для  $(i_r, j_r, k_r)$  вузлів.

Для знаходження  $k_x$  та  $k_z$  вузлів, що лежать на осі стрижня та навколо нього, а також  $k_y$  для вузла, розташованого на верхівці стрижня, виразимо потенціал  $\phi$  та компоненти напруженості ЕП  $E_x, E_y, E_z$  в вигляді аналітичних залежностей від прикладеної до стрижня напруги  $U_0$  при його представленні у вигляді видовженого еліпсоїда (див. наприклад [18]):

$$\phi = U_0 \cdot f_{\phi U}; \quad (3)$$

$$E_x = -U_0 \cdot f_{UEx}; \quad (4)$$

$$E_y = -U_0 \cdot f_{UEy}; \quad (5)$$

$$E_z = -U_0 \cdot f_{UEz}, \quad (6)$$

де  $x, y, z$  – декартові координати  $(i, j, k)$ -го вузла розрахункової сітки;

$$f_{\phi U} = \frac{1}{2 \ln(2L/R)} \cdot \ln \frac{\sqrt{\xi + L^2} + \sqrt{L^2 - R^2}}{\sqrt{\xi + L^2} - \sqrt{L^2 - R^2}},$$

$$f_{UEx} = f_{UE} \cdot d_{\xi xz} \cdot x; \quad f_{UEy} = f_{UE} \cdot d_{\xi y} \cdot y;$$

$$f_{UEz} = f_{UE} \cdot d_{\xi xz} \cdot z;$$

$$f_{UE} = -\frac{1}{2 \ln(2L/R)} \cdot \frac{\sqrt{L^2 - R^2}}{\sqrt{\xi + L^2} \cdot (\xi + R^2)};$$

$$d_{\xi xz} = [1 - \frac{p - L^2}{\sqrt{p^2 - q}}]; \quad d_{\xi y} = [1 - \frac{p - R^2}{\sqrt{p^2 - q}}];$$

$$\xi = -p + \sqrt{p^2 - q}; \quad \xi > -b^2 [9];$$

$$p = \frac{L^2 + R^2 - (x^2 + y^2 + z^2)}{2};$$

$$q = L^2 R - L^2 (x^2 + z^2) - R^2 y^2.$$

Виразивши  $U_0$  через різницю потенціалів у вузлах на осі стрижня та у вузлах, що розташовані від нього на відстані кроку розрахункової сітки, у вигляді (3) та підставивши отриманий вираз у формули для  $x$ -ї,  $y$ -ї та  $z$ -ї компонент напруженості ЕП (4–6), отримаємо  $k_x$  та  $k_z$  для вузлів  $(i_r, j_r, k_r), (i_r-1, j_r, k_r), (i_r, j_r, k_r-1)$ , а також  $k_y$  для вузла, розташованого на вершині стрижня (якому присвоєно індекс  $j_{rmax}$ ). Так, для  $x$ -ї компоненти напруженості ЕП виразимо  $\partial \phi / \partial x$  через  $U_0$  у вигляді різниці потенціалів у вузлі на осі стрижня –  $\phi(x_{ir}, y_{jr}, z_{kr}) = U_0$  та у вузлі, що відстоїть від осі на крок розрахункової сітки –  $\phi(x_{ir-1}, y_{jr}, z_{kr})$ , що відповідає, наприклад, похідній кроком назад:

$$\partial \phi / \partial x|_{x=x_{ir-1}} \approx \Delta \phi / \Delta x = [\phi(x_{ir}, y_{jr}, z_{kr}) - \phi(x_{ir-1}, y_{jr}, z_{kr})] / \Delta x = U_0 \cdot [1 - f_{\phi U}(x_{ir-1}, y_{jr}, z_{kr})] / \Delta x.$$

Оскільки при розв'язанні системи різницевих рівнянь знак похідної враховується автоматично, запишемо вираз для  $U_0$  через  $\partial \phi / \partial x$ :

$$U_0 = \frac{\Delta \phi}{\Delta x} \cdot D_x, \quad (7)$$

$$\text{де } D_x = \frac{\Delta x}{|1 - f_{\phi U}(x_{ir-1}, y_{jr}, z_{kr})|}. \quad (8)$$

Запишемо аналогічні вирази для  $\partial \phi / \partial z$  та  $\partial \phi / \partial y | y_j = y_{jrmax}$ :

$$\begin{aligned} \partial \phi / \partial z &\approx \Delta \phi / \Delta z = [\phi(x_{ir}, y_{jr}, z_{kr}) - \phi(x_{ir}, y_{jr}, z_{kr-1})] / \Delta z = \\ &= [\phi(x_{ir}, y_{jr}, z_{kr+1}) - \phi(x_{ir}, y_{jr}, z_{kr})] / \Delta z = \\ &= U_0 \cdot [1 - f_{\phi U}(x_{ir}, y_{jr}, z_{kr-1})] / \Delta z = \\ &= U_0 \cdot [f_{\phi U}(x_{ir}, y_{jr}, z_{kr+1}) - 1] / \Delta z; \end{aligned}$$

$$\partial \phi / \partial y \approx \Delta \phi / \Delta y = [\phi(x_{ir}, y_{jrmax+1}, z_{kr}) - \phi(x_{ir}, y_{jrmax}, z_{kr})] / \Delta y = U_0 \cdot [1 - f_{\phi U}(x_{ir}, y_{jrmax+1}, z_{kr})] / \Delta y.$$

Виразимо  $U_0$  в двох останніх виразах через  $\Delta \phi / \Delta y$  та  $\Delta \phi / \Delta z$ :

$$U_0 = \frac{\Delta \phi}{\Delta z} \cdot D_z; \quad U_0 = \frac{\Delta \phi}{\Delta y} \cdot D_y,$$

$$\text{де } D_z = \Delta z / |1 - f_{\phi U}(x_{ir}, y_{jr}, z_{kr-1})|;$$

$$D_y = \Delta y / |f_{\phi U}(x_{ir}, y_{jrmax+1}, z_{kr}) - 1|.$$

Записавши (4) при  $x = x_{ir+1/2}$  – на відстані половини кроку від осі стрижня, тобто там, де розташована поверхня  $S_{yz}$ , по якій виконується обхід елементарних комірок, та підставивши в нього  $U_0$  у вигляді (7), отримаємо вираз для коефіцієнта  $k_{xx}$ , що характеризує нелінійний характер спадання значень потенціалів між вузлами, розташованими на осі стрижня та на відстані одного кроку по простору від нього:

$$E_x(x_{ir+1/2}, y_{jr}, z_{kr}) = \frac{\Delta\Phi}{\Delta x} \cdot D_x \cdot F_{UEx}(x_{ir+1/2}, y_{jr}, z_{kr}).$$

Тоді  $E_x = \frac{\Delta\Phi}{\Delta x} \cdot k_{xx}$ , де  $k_{xx} = D_x \cdot F_{UEx}(x_{ir-1/2}, y_{jr}, z_{kr})$ .

В результаті аналогічних перетворень отримані вирази для коефіцієнтів  $k_{yy}, k_{zz}$ :

$$k_{yy} = D_y \cdot F_{UEy}(x_{ir}, y_{jr \max + 1/2}, z_{kr});$$

$$k_{zz} = D_z \cdot F_{UEz}(x_{ir}, y_{jr}, z_{kr-1/2}).$$

Коефіцієнти  $k_x, k_y, k_z$  (см. (2)) отримані в результаті інтегрування  $k_{xx}, k_{yy}, k_{zz}$  по відповідним поверхням  $S_{yz}, S_{xz}, S_{xy}$  (див. рис. 1) із використанням будь-якої стандартної підпрограми.

Розрахункова область, що розглядається, належить до так званих відкритих областей. Для зменшення її габаритів при розв'язанні задачі розрахунку ЕП, на її границях були розташовані допоміжні одноосні ідеально узгоджені шари (*UPML*) [15].

Для знаходження невідомих потенціалів була розв'язана система рівнянь, отримана в результаті запису для кожного вузла розрахункової системи рівнянь вигляду (1) в різницевому вигляді. При цьому були використані ітераційний метод змінних напрямків та метод прогонки (докладніше див. [16, 17]). Границні умови для скалярного потенціалу показані на рис. 1, а.

Для оцінки точності розрахунку ЕП в системах зі стрижнями проведено порівняння аналітичних та чисельних розв'язань для випадку, коли до стрижня подано потенціал  $U_0$ , а також для випадку його визначення в рівномірному зовнішньому ЕП з напруженістю  $E_0$ . В якості аналітичного рішення були використані формули для потенціалів та напруженостей видовженого еліпсоїда [18]. Як показали проведені розрахунки, для розглянутих стрижнів із  $L/R > 10^2 - 10^3$ , до яких подано напругу, а також для стрижнів, розташованих у зовнішньому однорідному ЕП, максимальні значення відносних похибок ( $\delta_E$ ) при розрахунку напруженостей ЕП не перевищують 3 %. В той же час при використанні підходу, що описаний у [16],  $\delta_E$  може сягати 45 %, а підходу, що описаний в [17], – 27 %. Тестові розрахунки показали, що двократне зменшення кроку розрахункової сітки, а також двократне збільшення її габаритів не призводять до змін розподілення ЕП та величин відносних похибок.

**Приклад використання описаного методу для дослідження умов виникнення зустрічних лідерів від наземних об'єктів.** Відомо, що в умовах грозової обстановки при просуванні до землі низхідних лідерів блискавки негативної полярності для розвитку від

заземлених об'єктів висхідних лідерів, які мають позитивну полярність, необхідна наявність над такими об'єктами напруженості ЕП не менш ніж  $E_+ \sim 500$  кВ/м [4]. Аби оцінити вплив ЕП лідерного каналу блискавки, що просувається до землі та має потенціал  $U_L = 30$  МВ–100 МВ, на можливість розвитку висхідних лідерів проведено розрахунок розподілення ЕП в кількох випадках. При цьому розглянута найнесприятливіша ситуація початку росту сходинки негативного лідерного каналу блискавки, коли на переднім краї його стримерної зони починається ріст негативного стримера в області, в якій ще відсутній об'ємний заряд [4]. При розрахунках використовувались наведені вище граничні умови (див. рис. 1), крок по простору обирається рівним 1 м, на границях розрахункової області розміщувались *UPML* з числом шарів  $N = 10, m = 3, k_{\max} = 300$  [16, 17].

Перший випадок – низхідний лідер блискавки, що знаходиться під потенціалом, розташований на відстані декількох сотень метрів над заземленим об'єктом, що представляє собою заземлений стрижневий блискавковідвід висотою  $L_R$  із еквівалентним діаметром  $2R$ , так, що його ЕП не впливає на ЕП в околі верхівки блискавковідвodu. В цьому випадку в умовах грозової обстановки блискавковідвід знаходиться в ЕП напруженістю  $E_0 = U_L/H_c$  (де  $H_c$  – середня висота розташування грозової хмарою між грозовою хмарою під потенціалом та землею. Нехай  $U_L = 100$  МВ,  $H_c = 2000$  м,  $E_0 = 50$  кВ/м,  $L_R = 60$  м,  $2R = 0,1$  м (див. рис. 1),  $2R_L = 0,01$  м (де  $2R_L$  – еквівалентний діаметр лідерного і стримерного каналу блискавки). Картину розподілення напруженості ЕП, яка розрахована в цьому випадку, показана на рис. 2, а. Як випливає з розрахунку, досягнута напруженість над вершиною блискавковідвodu  $E_{top}$  не перевищує 100 кВ/м, що істотно менше за  $E_+$ , отже, розвиток висхідного лідера неможливий.

Розглянемо тепер випадок, при якому лідерний та його продовження – стримерний канал блискавки наблизився до блискавковідвodu так, що відстань між їхніми верхівками  $H_L$  становить 20 м, а відстань між осями блискавковідвodu та каналом блискавки –  $D_{LR} = 5$  м (див. рис. 2, б). Як випливає з розрахунку, в цьому випадку також  $E_{top}$  не перевищує 300 кВ/м, що істотно менше за  $E_+$ . На рис. 2, в надані розраховані лінії рівної напруженості ЕП для випадку, коли лідер блискавки та його продовження – стример знизився так, що  $H_L = 10$  м. Лише в цьому випадку  $E_{top} \geq E_+$ , отже, розвиток висхідного лідера можливий.

**Висновки.** Використання запропонованого методу розрахунку ЕП в околі електропровідних стрижнів, коли нелінійний характер спадання потенціалу та напруженості ЕП в безпосередній близькості від стрижня враховується за допомогою аналітичних виразів для ЕП видовженого струмопровідного еліпсоїда, що знаходиться під потенціалом, дозволило зменшити відносну похибку розрахунку напруженості ЕП до 3 % та менше для стрижнів із  $L/R > 10^2 - 10^3$ . При цьому крок по простору обирається пропорційним довжині стрижня, а не його радіусу.

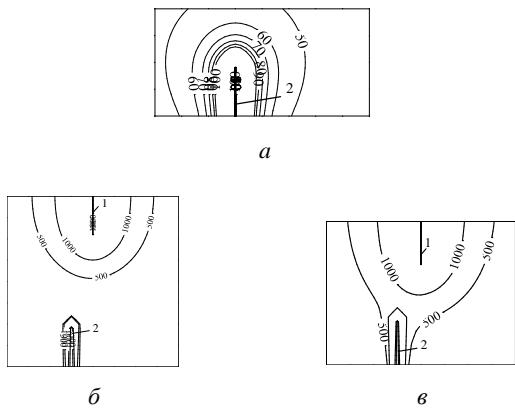


Рис. 2. Розраховані лінії рівної напруженості ЕП:  
1 – канал блискавки; 2 – блискавковідвід

За допомогою запропонованого методу розрахунку отримані розподілення напруженостей ЕП в умовах грозової обстановки. Порівняння рівнів напруженостей в околі верхівок стрижневих блискавковідводів із  $E_+$  показало, що розвиток від заземлених стрижневих блискавковідводів висхідних лідерів в найнесприятливішій ситуації, коли ріст негативного стримера починається в тій зоні, де ще відсутній просторовий заряд, можливий для розглянутої системи при наближенні лідерного каналу блискавки до верхівки блискавковідводу на відстань, меншу за 10 м.

#### Список літератури

- Cooray V. *Lightning Protection*. London: The Institution of Engineering and Technology, 2010. 1036 p.
- Moore C. B., Rison W., Mathis J., Aulich G. Lightning rod improvement studies. *Journal of applied meteorology*. 2000. Vol. 39. P. 593–609.
- Moore C. B., Aulich G., Rison W. Measurement of lightning rod responses to nearby strikes. *Geophys. Res. Lett.* 2000. Vol. 27, no. 10. P. 1487–1490.
- Bazelyan E. M., Raizer Yu. P. *Lightning Physics and Lightning Protection*. Bristol: IOP Publishing, 2000. 320 p.
- Petrov N. I., Waters R. T. Determination of the striking distance of lightning to earthed structures. *Proc. R. Soc.* 1995. Vol. 450. P. 589–601.
- Akyuz M., Cooray V. The franklin lightning conductor: conditions necessary for the initiation of a connecting leader. *Journal of Electrostatics*. 2001. Vol. 51–52. P. 319–325.
- Cole M. T., Teo K. B. K., Groening O., Gangloff L., Legagneux P., Milne W. I. Deterministic cold cathode electron emission from carbon nanofibre arrays. *Scientific Reports*. 2014. Vol. 4. P. 1–5.
- Park S., Gupta A. P., Yeo S. J., Jung J., Paik S. H., Mativenga M., Kim S. H., Shin J. H., Ahn J. S., Ryu J. Carbon nanotube field emitters synthesized on metal alloy substrate by PECVD for customized compact field emission devices to be used in X-ray source applications. *Nanomaterials*. 2018. Vol. 8. P. 378.
- Bocharov G. S., Eletskii A. V., Grigory S. Theory of carbon nanotube (CNT)-based electron field emitters. *Nanomaterials*. 2013. Vol. 3. P. 393–442.
- Collins C. M., Parmee R. J., Milne W. I., Cole M. T. High performance field emitters. *Advanced Science*. 2016. Vol. 3. P. 8.
- Berenger J. P. Perfectly matched layer for the FDTD solution of wave-structure interaction problems. *IEEE Trans. Antennas and Propag.* 1996. Vol. 44. P. 110–117.
- Railton C. J., Schneider J. B. An analytical and numerical analysis of several locally conformal FDTD schemes. *IEEE trans. Microwave Theory and Techn.* 1999. Vol. 47. P. 56–66.
- Dey S., Mittra R. A Conformal Finite-Difference Time-Domain Technique for Modeling Cylindrical Dielectric Resonators. *IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques*. 1999. Vol. 47, no. 9. P. 1737–1739.
- Ismail M. S., Al-Basyoni K. S. A Logarithmic Finite Difference Method for Troesch's Problem. *Applied Mathematics*. 2018. Vol. 9, no. 5. P. 550–559.
- Taflove A., Hagness S. *Computational electromagnetics: the finite difference time domain method*. Boston – London: Artech House, 2000. 852 p.
- Rezynkina M. M., Rezynkin O. L., Sosina O. V. Mathematical modeling of distribution of magnetic field in the vicinity of the magnetic rods. *Tekhnichna Elektrodynamika*. 2014. No. 6. P. 30–36.
- Rezinkina M. M., Rezinkin O. L., Svetlichnay E. E. Electric field in the vicinity of long thin conducting rods. *Technical Physics*. 2015. Vol. 60, no. 9. P. 1277–1283.
- Stratton J. A. *Electromagnetic theory*. NJ: IEEE Press, 2007. 614 p.
- Clemens M., Weiland T. Discrete electromagnetism with the finite integration technique. *Progress in Electromagnetics Research*. 2001. Vol. 32. P. 65–87.
- Clemens M., Weiland T. Regularization of eddy current formulations using discrete grad-div operators. *IEEE Transactions on Magnetics*. 2002. Vol. 38, no. 2. P. 569–572.

Надійшла (received) 01.10.2019

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

**Сокол Євген Іванович** (*Сокол Евгений Иванович*, *Sokol Yevgeny Ivanovich*) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», ректор; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1960-3445>; e-mail: sokol@kpi.kharkov.ua

**Резинкіна Марина Михайлівна** (*Резинкина Марина Михайлова*, *Rezinkina Marina Mikhailovna*) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теоретичні основи електротехніки»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0454-3331>; e-mail: maryna.rezynkina@gmail.com

**Резинкін Олег Лук'янович** (*Резинкин Олег Лукьянович*, *Rezinkin Oleg Luk'yanovich*) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Інженерна електрофізика»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8151-5636>; e-mail: orezynkin@gmail.com

**Литвиненко Світлана Анатоліївна** (*Литвиненко Светлана Анатольевна*, *Lytvynenko Svitlana Anatoliivna*) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теоретичні основи електротехніки»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0818-2470>; e-mail: svetlitvinenkoua@gmail.com

**Гриб Олег Герасимович** (*Гриб Олег Герасимович*, *Hryb Oleh Herasymovych*) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3542-5625>; e-mail: ae\_khpi@ukr.net

**A. V. РУСАНОВ, О. Н. ХОРЕВ, В. Н. ДЕДКОВ**

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО КОЛЕСА РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ НАСОС-ТУРБИНЫ НА УСЛОВИЯ КАНЕВСКОЙ ГАЭС

Представлена методика и результаты выбора расчетных параметров проточной части радиально-осевой насос-турбины повышенной быстродности на напор до 120 м на условия Каневской ГАЭС. С помощью программного комплекса «Колесо» спроектировано рабочее колесо и определено его предварительные кинематические и энергетические показатели в турбинном и насосном режиме. Профилирование поверхности лопасти рабочего колеса проведено методом решения дифференциального уравнения линии тока в плане. С помощью программного комплекса *IPMFlow* выполнено численное исследование пространственного вязкого течения жидкости в проточной части. Моделирование течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части насос-турбины выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применяется дифференциальная двухпараметрическая модель турбулентности *SST* Ментера. Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени. Дискретизация исследуемой расчетной области, включающей по одному каналу направляющего аппарата и рабочего колеса, выполнена с помощью структурированной сетки с шестигранными ячейками. На основе анализа структуры потока и гидравлических потерь проведена модификация рабочего колеса за счет уменьшения угла охвата лопасти и выполнено численное исследование течения в модернизированной проточной части. Пересчет теоретической напорной характеристики модели на натурные условия Каневской ГАЭС и зависимость КПД от подачи в насосном режиме показывают, что разработанная лопастная система рабочего колеса обеспечивает показатели, удовлетворяющие требованиям технического задания на проектирование насос-турбины. В турбинном режиме улучшение структуры потока на периферийном участке лопасти рабочего колеса привело к повышению его энергетических качеств: гидравлические потери в направляющем аппарате практически не изменились, потери в рабочем колесе при оптимальном режиме снизились на 0,65 %.

**Ключевые слова:** насос-турбина, рабочее колесо, проточная часть, пространственное течение, структура потока, численное исследование.

**A. V. РУСАНОВ, О. Н. ХОРЕВ, В. Н. ДЕДКОВ**

## ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ НАСОС-ТУРБІНИ НА УМОВИ КАНІВСЬКОЇ ГАЕС

Представлено методику і результати вибору розрахункових параметрів проточної частини радіально-осьової насос-турбіні підвищеної швидкохідності на напір до 120 м на умови Канівської ГАЕС. За допомогою програмного комплексу «Колесо» спроектовано робоче колесо і визначено його попередні кінематичні і енергетичні показники в турбінному і насосному режимі. Профілювання поверхні лопаті робочого колеса проведено методом розв'язання диференціального рівняння лінії струму в плані. За допомогою програмного комплексу *IPMFlow* виконано чисельне дослідження просторової в'язкої течії рідини в проточній частині. Моделювання течії в'язкої нестисливої рідини в проточній частині насос-турбіни виконано на основі чисельного інтегрування рівняння Рейнольдса з додатковим членом, що містить штучну стисливість. Для обліку турбулентних ефектів застосовується диференціальна двопараметрична модель турбулентності *SST* Ментера. Чисельне інтегрування рівнянь проводиться за допомогою неявної квазимонотонної схеми Годунова другого порядку точності за простором і часом. Дискретизація досліджуваної розрахункової області, що включає по одному каналу направляючого апарату і робочого колеса, виконана за допомогою структурованої сітки з шестикутними комірками. На основі аналізу структури потоку в проточній частині і гідравлічних втрат в ній проведено модифікацію робочого колеса за рахунок зменшення кута лопаті в плані та виконано чисельне дослідження течії в модернізованій проточній частині. Перерахунок теоретичної напорної характеристики моделі на натурні умови Канівської ГАЕС і залежність ККД від подачі в насосному режимі показують, що розроблена лопатева система робочого колеса забезпечує показники, що задовільняють вимогам технічного завдання на проектування насос-турбіни. В турбінному режимі поліпшення структури потоку на периферійній ділянці лопаті робочого колеса привело до підвищення його енергетичних якостей: гідравлічні втрати в напрямуючому апараті практично не змінилися, а втрати в робочому колесі при оптимальному режимі знизилися на 0,65 %.

**Ключові слова:** насос-турбіна, робоче колесо, проточна частина, просторова течія, структура потоку, чисельне дослідження.

**A. V. RUSANOV, O. N. KHORYEV, V. N. DEDKOV**

## THE RUNNER DESIGN OF THE RADIAL-AXIAL PUMP-TURBINE FOR THE CONDITIONS OF KANIV PSPP

The method and the results of the design parameters selection of the flowing part of the radial-axial pump-turbine of high specific speed at head up to 120 m for the conditions of the Kaniv PSPP are presented. The blade has been designed with the help of the software complex «Runner» and its preliminary kinematic and energy characteristics have been determined in the turbine and pump modes. The surface of the runner blade was profiled using the method of solving the differential equation of the streamline in plan. A numerical study of the spatial viscous fluid flow in the flowing part using the software program *IPMFlow* has been performed. The fluid flow simulation on basis of numerical integration of the Reynolds equations with an additional term containing artificial compressibility has been implemented. The differential two-parameter model of Menter (SST) has been applied to take into account turbulent effects. Numerical integration of the equations is carried out using an implicit quasi-monotone Godunov type scheme of second - order accuracy in space and time. The sampling of the computational domain under investigation, including one channel of the guide vane and the runner, was performed using a structured grid with hexagonal cells. Based on the analysis of the flow structure and hydraulic losses the blade has been modified and a numerical study of the flow in the upgraded flowing part has been carried out. The recalculation of the theoretical head characteristic of the model to the full-scale conditions of Kaniv PSPP and the efficiency dependence on discharge in pump mode shows that the developed runner blading provides performance that meets the requirements of the draft proposal for designing of pump-turbine. In the turbine mode, the improvement of the flow structure on the peripheral area of the runner blade led to an increase of its energy qualities: the hydraulic losses in the guide vanes practically did not change, the losses in the runner at the optimum operation decreased by 0,65 %.

**Keywords:** pump-turbine, runner, flow part, spatial flow, flow structure, numerical research.

© А. В. Русанов, О. Н. Хорев, В. Н. Дедков, 2019

**Введение.** Практически во всех странах мира крупные электростанции работают совместно в единых энергосистемах. В практике эксплуатации энергетических систем развитых стран принято считать, что в энергообъединениях с преимуществом генерации АЭС и ТЭС доля ГЭС и ГАЭС в структуре мощностей должна составлять не менее 15 %. Кроме того, работа оборудования ТЭС и АЭС со значительным изменением нагрузки по времени, частые остановки и пуски агрегатов приводят к снижению КПД, перерасходу топлива, ускоренному износу оборудования, повышению себестоимости электроэнергии и повышению вероятности аварийных ситуаций. Поэтому нужно стремиться к тому, чтобы эти станции работали практически с постоянной мощностью, а для маневрирования мощностью в течение суток использовать ГЭС и ГАЭС. В связи с расширяющимся использованием в странах Европейского союза ветровой и солнечной энергии, которые характеризуются непостоянством генерации в течение суток, также возникает необходимость аккумулирования электроэнергии в значительных объемах. В настоящее время 99 % аккумулирующих мощностей в мире обеспечивают ГАЭС, их общее количество составляет более 460, а суммарная мощность составляет около 300 млн. кВт.

В балансе мощностей энергосистемы Украины доля ГЭС и ГАЭС в настоящее время не превышает 9 %, что обуславливает острый дефицит в покрытии переменных составляющих пиковых графиков нагрузок и затрудняет сбалансированную работу Единой энергетической системы [1, 2, 3, 4]. Потребность в пиковых мощностях возрастает с каждым годом из-за увеличения доли генерации на АЭС и уменьшении ее на ТЭС. О необходимости и перспективе развития данного направления в отечественной энергетике свидетельствует тот факт, что мощность ГАЭС в Европе составляет 45 ГВт, в то время как в Украине немногим больше 1,5 ГВт. Введение в эксплуатацию новых блоков гидроаккумулирующих электростанций и, в том числе, четырех агрегатов Каневской ГАЭС позволит:

- дополнительно вырабатывать электроэнергию в объеме более 1 млрд. кВт часов в год;
- внести вклад в обеспечение энергонезависимости и энергобезопасности Украины за счет сокращения потребления природного газа на 120 млн. куб. м в год, а также импортного угля около 0,5 млн. тонн в год;
- обеспечить покрытие пиковых графиков нагрузок для сбалансированной работы Единой энергетической системы Украины с одновременным продлением ресурса имеющегося оборудования ТЭС и повышения безопасности работы АЭС;
- обеспечить возможность и перспективу аккумулирования электроэнергии в значительных объемах при расширяющемся использовании возобновляемых источников энергии, которые характеризуются непостоянством генерации в течение суток;
- обеспечить загрузку отечественных предприятий,

которые в состоянии производить практически все необходимое гидромеханическое и электроэнергетическое оборудование для ГЭС и ГАЭС.

В настоящей работе представлено описание основных этапов проектирования рабочего колеса (РК) высокоеффективной радиально-осевой насос-турбины с использованием современных программных комплексов на параметры, которые ранее не применялись в отечественном гидротурбостроении. Разрабатываемая проточная часть предназначена для использования в условиях вновь проектируемой Каневской и подобных ГАЭС на напоры 70–120 м.

### 1. Постановка задачи и объект исследования.

Успешное решение задачи создания высокоеффективного оборудования для ГАЭС во многом зависит от правильного выбора расчетных параметров, соответствующим заданным условиям, определяющим геометрию элементов проточной части и ее энергетические показатели [5]. Для вновь проектируемых ГАЭС выбор расчетных параметров можно осуществить на основании модельных характеристик ранее разработанных в ИПМаш НАН Украины насос-турбин, обобщенных в работе [6]. В этой статье приведены зависимости расчетных параметров в турбинном и насосном режимах от напора. В случае отсутствия аналогов для проектирования возникает необходимость определения требуемых параметров расчетным путем на основании разработанной в ИПМаш НАН Украины методики [7] расчета и проектирования геометрии элементов проточной части с определением прогнозных показателей, вновь разработанных насос-турбин. Окончательная оценка прогнозных энергокавитационных показателей с учетом взаимного влияния элементов проточной части может быть проведена с помощью численного моделирования пространственного течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части с использованием разработанного в отделе гидроаэромеханики программного комплекса *IPMFlow* [8] или на гидродинамическом стенде. В качестве объекта исследования выбрана вновь разработанная проточная часть насос-турбины Каневской ГАЭС быстроходностью 250.

В соответствии с техническим заданием, разработанным ОАО «Укргидропроект» насос-турбина Каневской ГАЭС проектируется на следующие основные натурные параметры:

- частота вращения, мин<sup>-1</sup>: 136,4;
- напор расчетный в турбинном режиме, м: 95;
- напор расчетный в насосном режиме, м: 101,6;
- мощность в турбинном режиме, МВт: 253;
- мощность в насосном режиме, МВт: 260;
- подача, м<sup>3</sup>/с: 237,4;
- высота всасывания, м: -15,0;

Опыт создания насос-турбин показывает, что при разработке гидромеханического оборудования для ГАЭС определяющим является насосный режим. Это связано с необходимостью получения на режиме

расчетной подачи  $Q_h$  заданной величины напора  $H_h$  при обеспечении требуемой величины заглубления  $H_s$ , необходимой для надежной эксплуатации. Заданные величины могут быть обеспечены при определенной частоте вращения рабочего колеса  $n_c$  и связаны между собой известной формулой для определения быстроходности. В соответствии с работой [7] в зависимости от величины быстроходности определяются геометрические и расчетные параметры проточной части, максимально достижимый уровень КПД, форма напорной характеристики и т.д. Величина быстроходности определяется по формуле:

$$n_{sh} = \frac{3,65n\sqrt{Q_h}}{H_h^{0,75}},$$

что позволит определить значение кавитационного коэффициента ГАЭС

$$\sigma_{GAESh} = 4,97(n_{sh} / 3,65)^{0,93} \cdot 10^{-3}$$

и высоту всасывания на станции

$$H_s = 10 - \sigma_{GAESh} H_h.$$

Для выбранной величины быстроходности, используя заданную частоту вращения  $n_c$ , находим коэффициент окружной скорости  $K_{UH}$  и значение диаметра РК:

$$K_{UH} = 0,875 + 1,07 n_{sh} \cdot 10^{-3}$$

$$D_1 = \frac{60}{\pi n_c} K_{UH} \sqrt{2gH_h}.$$

В соответствии с практикой гидротурбостроения выражим величины частоту вращения  $n_c$  и подачу  $Q_h$  в виде приведенных величин по формулам:

$$Q'_{lH} = 0,104875 \cdot 10^{-4} (n_{sh} / K_{UH});$$

$$n'_{lH} = 84,6 K_{UH}.$$

Как показывает опыт, соотношение между быстроходностями в оптимумах насосного и турбинного режимов составляет  $n_{sh} / n_{st} = (1,08-1,12)$ , что позволяет определить приведенную частоту вращения в оптимуме турбинной характеристики по данным работы [7] и вычислить величину расчетного расхода:

$$Q'_{lT} = \left( \frac{n_{st}}{3,65n'} \right)^2 \frac{1}{\eta_r},$$

$$n'_{lT} = \frac{n_c D_1}{\sqrt{H_r}}.$$

В соответствии с работами [7, 8] исходными данными для расчета РК гидротурбины являются величины приведенного расхода  $Q'_l$ ,  $\text{м}^3/\text{s}$ , и приведенной частоты вращения  $n'_l$ ,  $\text{мин}^{-1}$  в турбинном режиме (табл. 1). Полученные значения приведенного расхода и частоты вращения позволяют рассчитать геометрию обводов РК, которая в

основном определяет геометрию остальных элементов проточной части. Также эти параметры позволяют выполнить расчет и профилирование лопастных систем РК, направляющего аппарата (НА) и статора со спиральной камерой, а также провести выбор отсасывающей трубы.

Ниже приведены значения полученных расчетных параметров, которые должны обеспечить прогнозные параметры насос-турбины Каневской ГАЭС.

Таблица 1

Параметры	Значения
Быстроходность $n_{sh}$ , $\text{мин}^{-1}$	253,0*
Частота вращения $n_c$ , $\text{мин}^{-1}$	136,4
Диаметр $D_1$ , м	6,75*
Приведенная подача, $Q'_{lH}$ , $\text{м}^3/\text{s}$	0,510
Приведенная частота вращения, $n'_{lH}$ , $\text{мин}^{-1}$	97,0
Приведенный расход в оптимуме, $Q'_{lT}$ , $\text{м}^3/\text{s}$	0,620
Приведенная частота вращения в оптимуме, $n'_{lT}$ , $\text{мин}^{-1}$	82,0

\* – уточняется в процессе проектирования и эксперимента

## 2. Расчет и профилирование рабочего колеса.

Разработка лопастной системы РК представляет собой достаточно длительный итерационный процесс, осуществляемый в режиме диалога и включающий на отдельных этапах проектирования задачи синтеза и анализа с последующей экспериментальной проверкой. В ИПМаш НАН Украины накоплен определенный опыт по созданию методик проектирования и прогнозирования энергокавитационных характеристик радиально-осевых РК насос-турбин в диапазоне быстроходностей  $n_{sh} = 100-250$  [6, 7]. Разработан программный комплекс «Колесо», который позволяет спроектировать лопастную систему на заданные расчетные параметры на основе совместного решения обратной задачи по усовершенствованной методике и прямой задачи потенциального обтекания решеток профилей по методике ЦКТИ [9]. В результате определяются кинематические параметры потока, распределение величин скорости и давления по контуру расчетных профилей лопасти, а также значения гидравлических потерь в них. При проведении расчетов оценивается влияние геометрических параметров лопастных систем (величины лопастных углов на напорной  $\beta_1$  и всасывающей  $\beta_2$  кромках, угла охвата лопасти в плане  $\theta$ , количества лопастей  $z$ , формы меридианного сечения и ширины РК на входе  $b_0$  и выходе  $b_2$ , толщины лопасти  $\delta$  и др.) на энергетические и кавитационные показатели гидромашин, а также выбрать их рациональное сочетание.

В соответствии с выбранными расчетными параметрами турбинного режима, высота РК Каневской ГАЭС на напорной кромке принята равной  $b_0 = 0,25D_1$ , диаметр выхода из рабочего колеса равен  $D_0 = 0,85D_1$ , количество лопастей 9. Для полученного расчетом меридионального сечения РК выполнено построение меридионального равноскоростного

потока, проведен выбор очертаний напорной и всасывающей кромок и определены углы установки лопасти на кромках.

Профилизирование поверхности лопасти РК проведено методом решения дифференциального уравнения линии тока в плане для лопасти постоянной толщины и числа лопастей  $z = 9$ :

$$d\theta = \frac{ds}{rtg\beta},$$

полный угол охвата  $\theta$  определяется интегралом:

$$\theta = \int_{r_1}^{r_2} \frac{ds}{r \operatorname{tg}\beta}.$$

Поскольку установить аналитическую зависимость между углом лопасти  $\beta_{ni}$  и радиусом  $r_i$  нет возможности, приведенный выше интеграл решается методом численного интегрирования. Для определения величины подынтегральной функции необходимо задаться законом изменения относительной скорости  $W$  в границах от радиуса входной кромки  $r_1$  к радиусу выходной кромки колеса  $r_2$  с учетом стеснения потока. Тогда значение текущего лопастного угла можно определить:

$$\sin \beta_{ni} = \frac{z\delta}{2\pi r_i} + \frac{V_{mi}}{W_i}.$$

В первом приближении распределение  $W$  от входной ( $W_1$ ) до выходной кромки ( $W_2$ ) принимается по прямой линии. После этого определяется угол охвата  $\theta$  и сравнивается с заданным. Если полученное значение не отвечает заданной точности решения, то задаются новым распределением  $W$  – по параболе. Зависимость  $W = f(l_m)$  предлагается принимать в виде кривой с возможностью изменения координаты относительного положения максимального прогиба.

Таким образом, получаем зависимость  $\theta = f(r)$  для всех расчетных линий тока. Полученная совокупность расчетных линий тока создает срединную поверхность лопасти. На рис. 1 приведено меридиональное сечение срединной поверхности лопасти РК, спроектированное по описанной выше методике. Этому РК был присвоен номер ОРО120/5247.

На следующем этапе было проведено решение прямой задачи обтекания РК по методике ЦКТИ. Осредненные суммарные гидравлические потери в РК в турбинном режиме определялись как сумма осредненных профильных, циркуляционных и ударных потерь, а в насосном – как сумма осредненных профильных и ударных. Расчет проводился для девяти линий тока, после чего выполнялось осреднение потерь по размаху лопасти. Далее проводилась оптимизация геометрических параметров периферийного сечения, показатели которого оказывают наибольшее влияние на осредненные энергокавитационные показатели лопасти РК. После оптимизации периферийного

сечения был проведен перерасчет всей лопасти с учетом изменения геометрических параметров на всех линиях тока, а также расчет дополнительных режимов. После этого строилась расчетная характеристика и проверялось соответствие оптимума расчетным режимным параметрам.

Как показали результаты расчета по 2D методу в турбинном режиме, минимум потерь в РК получен при режиме, соответствующем расчетным параметрам, и составляет 2,55 %. Результаты расчета показателей лопастной системы в насосном режиме показывают, что величина минимальных осредненных суммарных потерь находится на том же уровне.

Результаты пересчета теоретической напорной характеристики  $H = f(Q)$  модели на натурные условия Каневской ГАЭС и зависимость КПД от подачи приведены на рис. 2 и показывают, что разработанная лопастная система РК обеспечивает показатели, удовлетворяющие требованиям технического задания на проектирование Каневской ГАЭС.

Геометрические параметры остальных элементов проточной части (ПЧ) быстроходной насос-турбины: спиральной камеры [10], статора, НА [11] и отсасывающей трубы приведены в работе [12]. Для более детального изучения рабочего процесса в ПЧ, обоснованного поиска путей повышения эффективности насос-турбины в обоих режимах с учетом взаимного влияния элементов проточной части, было проведено исследование пространственного течения несжимаемой вязкой жидкости в области НА и РК. Численное моделирование рабочего процесса позволяет заменить дорогостоящие исследования на гидродинамических стендах и применяется как зарубежными [13, 14, 15], так и отечественными исследователями [16, 17, 18].

**3. Математическая модель.** В программном комплексе *IPMFlow* моделирование течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части гидромашин выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применяется дифференциальная двухпараметрическая модель турбулентности *SST* Ментера [19, 20]. Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени.

Дискретизация исследуемой расчетной области выполнена с помощью структурированной сетки с шестигранными ячейками. Число ячеек в одном межлопаточном канале в решетке НА – 415 тыс., а в одном межлопастном канале в решетке РК – 829 тыс.

Условия, задаваемые на границах расчетной области:

- на входе в решетке НА – вектор скорости потока, соответствующий необходимому расходу;
- на стенке – условие прилипания (скорость равна нулю);
- на выходе из канала решетки РК – статическое давление 100 000 Па.

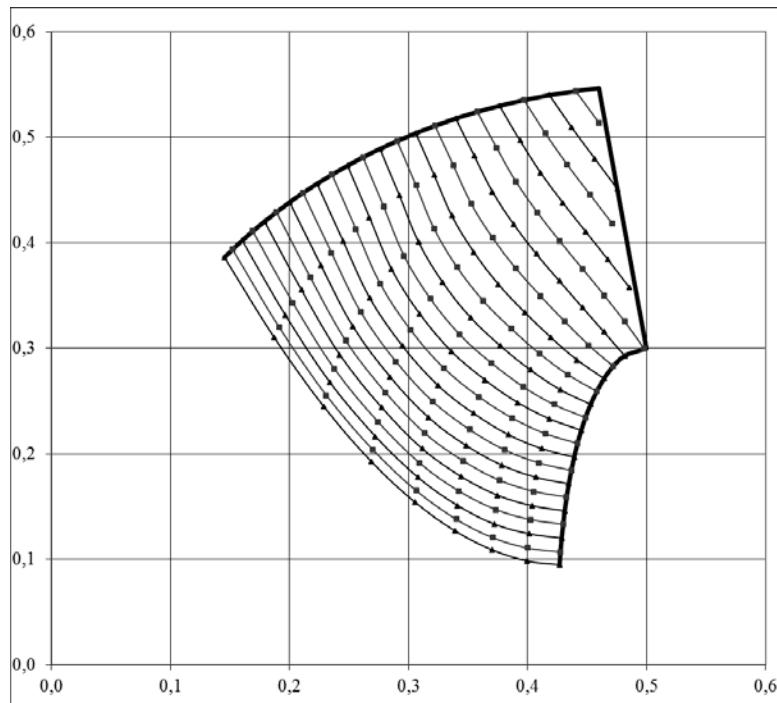


Рис. 1. Меридиональное сечение срединной поверхности лопасти РК ОРО120/5247

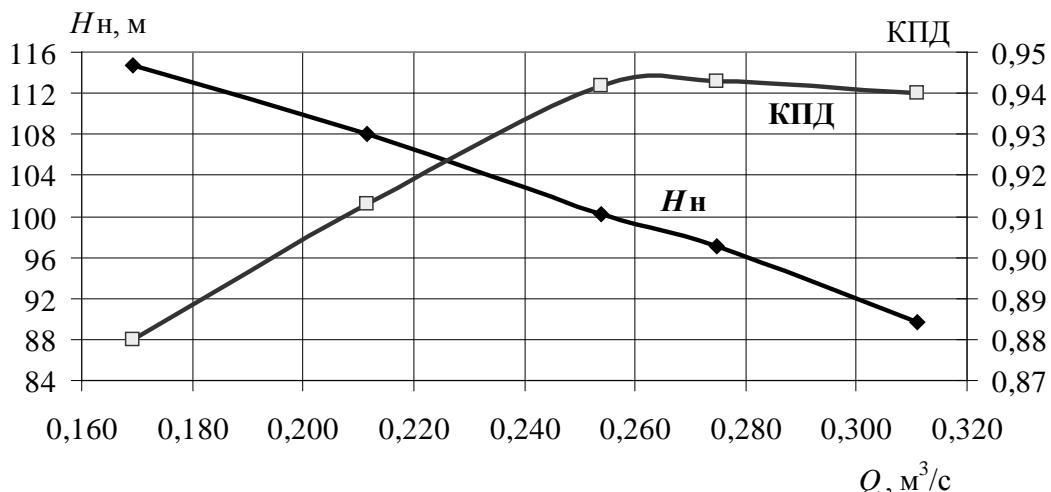


Рис. 2. Прогнозная напорная характеристика и зависимость КПД от подачи насос-турбины ОРО120/5247 на параметры Каневской ГАЭС

Подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [10, 11].

Численные исследования проведены для модели с диаметром РК  $D_1 = 1$  м при напоре  $H = 1$  м для четырех положений открытия НА и соответствующих им прогнозным значениям приведенного расхода  $Q'_t$  и частоты вращения  $n'_t$ .

**4. Результаты расчетного исследования.** На рис. 3 приведено распределение скорости потока в области НА и РК в меридиональной проекции при разных значениях ширины канала: вблизи стороны разрежения (10 % ширины канала), среднего сечения (50 %), и стороны давления лопасти (90 %) при расчетном значении расхода  $Q'_t = 620$  л/с.

Как видно из рисунка, значения скорости потока в РК по ширине канала возрастают от втулки к периферии. При повороте потока от радиального направления к осевому вблизи стороны разрежения лопасти наблюдается область со вторичными течениями и снижениями значений скорости. При удалении от стороны разрежения к стороне давления интенсивность и размер этих зон уменьшаются и уже на стороне давления практически отсутствуют. На стороне давления лопасти (90 %) во втулочной области в районе напорной кромки имеются зоны с пониженным уровнем скорости.

Обтекание НА при оптимальном открытии  $a_0 = 62$  мм как по ширине канала, так и по высоте – безотрывное.

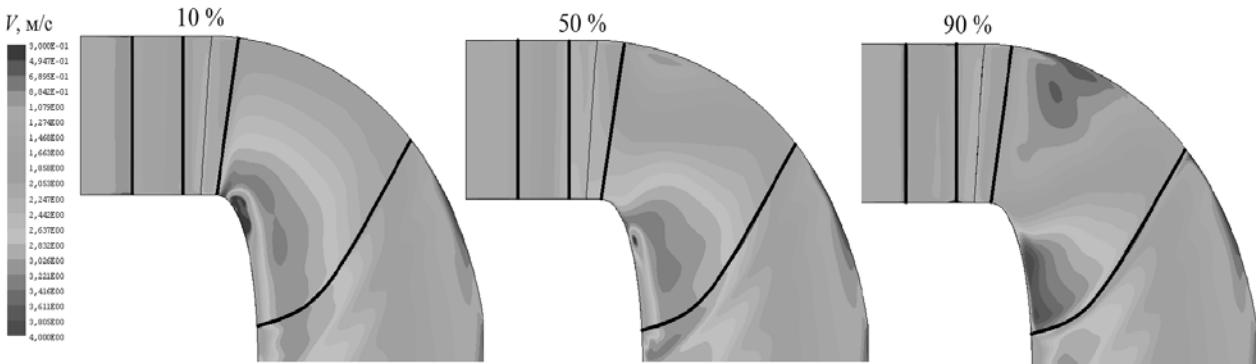


Рис. 3. Распределение скорости потока в области НА и РК ОРО120/5247 в меридиональной проекции при оптимальном значении расхода  $Q_I' = 620 \text{ л/с}$

В то же время, анализ эпюры давления на периферийном сечении показывает ее неравномерность по длине профиля – основная часть срабатывает на входном участке до половины сечения. Поэтому с целью повышения эффективности насос-турбины, в первую очередь – в соответствии с требованиями технического задания – в турбинном режиме, была выполнена модификация лопастей РК. В новом РК, которому был присвоен номер ОРО120/5252, угол охвата лопасти в плане был уменьшен на 10 % по сравнению с исходным вариантом и на 0,7 градусов понижены значения углов лопасти на всасывающей кромке. Остальные геометрические параметры остались без изменения. На рис. 4 приведено распределение скорости в области РК в модифицированной проточной части при расчетном турбинном режиме. Как видно, модификация лопасти позволила улучшить картину течения во всех представленных сечениях, значительно уменьшились размеры зоны со вторичными течениями на периферии и их интенсивность, особенно посередине канала.

На рис. 5 приведено сравнение распределения давления на периферийном (рис. 5, а) и среднем (рис. 5, б) сечениях лопасти исходного и модернизированного РК при расчетном турбинном режиме.

Уменьшение угла охвата лопасти РК в плане

привело к существенному улучшению обтекания в средней и особенно периферийной части – давление равномерно распределяется по всей длине профиля, его перепад плавно уменьшается от входа к выходу.

Улучшение структуры потока, условий обтекания периферийного участка лопасти в модернизированном РК ОРО120/5252 привело к повышению его энергетических качеств в турбинном режиме: гидравлические потери в НА практически не изменились, потери в РК при расчетном турбинном режиме снизились на 0,65 %.

#### Выводы:

- на основе разработанных программных комплексов спроектирована новая проточная часть быстроходной насос-турбины, которая предназначена для использования в условиях вновь проектируемой Каневской ГАЭС на напор около 100 м;

- численное моделирование течения с помощью программного комплекса *IPMFlow* позволило получить прогнозные интегральные характеристики проточной части, которые подтверждают высокую эффективность и соответствие заданным параметрам вновь разработанной насос-турбины;

- на основе анализа структуры течения в расчетной области была проведена модификация лопастей РК, что позволило снизить гидравлические потери в нем в оптимуме турбинного режима на 0,65 %.

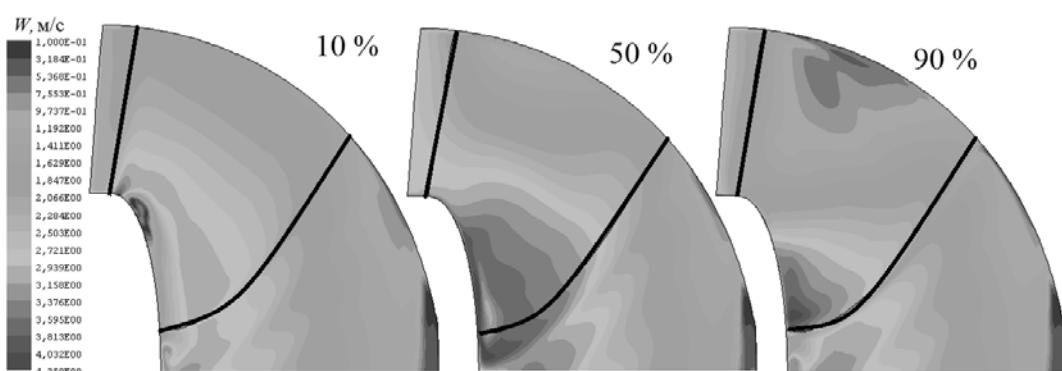


Рис. 4. Распределение скорости потока в модифицированном РК ОРО120/5252 в меридиональной проекции при оптимальном значении расхода  $Q_I' = 620 \text{ л/с}$

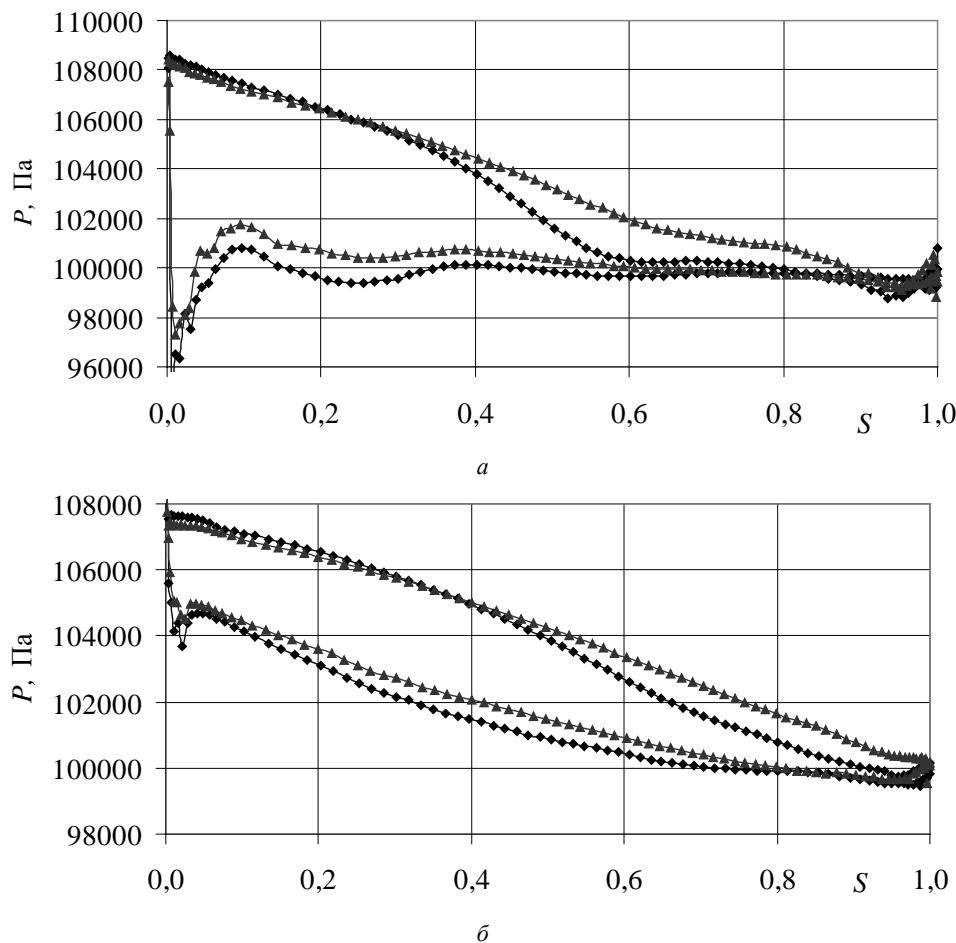


Рис. 5. Распределение давления на периферийном сечении в исходном и в модифицированном РК в турбинном режиме при  $Q_I' = 620 \text{ л/с}$  ( $\blacklozenge$  – исходное РК;  $\blacktriangle$  – модифицированное РК):  
 $\alpha$  – периферийное сечение;  $\beta$  – среднее сечение

#### Список литературы

- Линник А. В., Хайтов В. Д. Современный уровень и основные направления развития гидротурбостроения в Украине. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 1. С. 11–18.
- Поташник С. И. Стратегия развития гидроэнергетики Украины на период до 2030 г. Концептуальные положения. *Энергетическая политика Украины*. 2005. № 7–8. С. 62–64.
- Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы*. Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
- Рябенко О. А., Клюха О. О., Тимошук В. С. Роль ГАЕС в работе энергосистем. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. Київ. 2014. № 2. С. 167–170.
- Агибалов Е. С., Вапник Б. К., Веременюк И. С. и др. Разработка и исследование моделей обратимой гидромашины для Днестровской ГАЭС. *Проблемы машиностроения*. 1994. Вып. 40. С. 8–12.
- Дедков В. Н. Создание номенклатурного ряда обратимых радиально-осевых гидромашин. *Проблемы машиностроения*. 2002. Т. 5, № 1. С. 16–19.
- Дедков В. Н. Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазонов напоров  $H = 70$ –700 м. *Проблемы машиностроения*. 2008. Т. 11, № 1. С. 7–11.
- Дранковский В. Э., Хавренко М. Ю. Определение расчетных параметров высоконапорных обратимых гидромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 81–84.
- Барлит В. В., Миронов К. А., Власенко А. В., Яковлева Л. К. *Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. 215 с.
- Сухоребрый П. Н. Расчет спиральных камер радиально-осевых обратимых гидромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2001. Iss. 129, part 1.1. P. 79–89.
- Сухоребрый П. Н. Оценка влияния параметров статора и направляющего аппарата на энергетические характеристики радиально-осевых обратимых гидромашин. *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 5, № 2. С. 107–112.
- Русанов А. В., Хорев О. Н., Сухоребрый П. Н., Дедков В. Н. Разработка и расчетное исследование проточной части насос-турбины для условий Каневской ГАЭС. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 17 (1293). P. 4–8.
- Nicolet C., Alligne S., Kawakami B. Unstable operation of Francis Pump-Turbine at runaway: Rigid and elastic water column oscillation modes. *Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2009. Vol. 2, no. 4. P. 324–333.
- Olimstad G., Nielsen T., Borresen B. Dependency on runner geometry for reversible pump-turbine characteristic in turbine mode of operation. *Journal Fluid Eng*. 2012. Vol. 134. P. 121–130.
- Masami Harano, Kiyohito Tani, Nomoto Satoru. Practical application of high-performance Francis-turbine runner fitted with splitter blades at Ontake and Shikurobegawa No. 3 power station of the Kansai electric power Co., inc. *Hitachi Review*. 2006. Vol. 55, № 3. P. 109–113.
- Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13

17. Резва К. С., Дранковський В. Е., Тинянова І. І. Дослідження потоку у високонапорних оборотних гідромашинах. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 42 (1264). P. 82–86.
18. Кочевський А. Н., Неня В. Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах. *Вісник Сумського державного університету: Сер.: Технічні науки*. Суми: СумДУ. 2003. № 13 (59). С. 195–210.
19. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*. 1994. No. 8. P. 1598–1605.
20. Menter F. R., Esch T. Advanced Turbulence Modelling in CFX. *CFX Update*. 2001. No. 20. P. 4–5.

### References (transliterated)

1. Linnik A. V., Khatov V. D. Sovremennyi uroven' i osnovnyie napravleniya razvitiya gidroturbostroeniya v Ukraine [Modern level and main direction of development of hydroturbine construction in Ukraine]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2010, vol. 13, no. 1, pp. 11–18.
2. Potashnik S. I. Strategiya razvitiya gidroenergetiki Ukrayni na period do 2030 g. Konceptual'nyie polozeniya [Development strategy of Ukraine's hydropower for the period up to 2030. Conceptual provisions]. *Energeticheskaya politika Ukrayni* [Energy Policy of Ukraine]. 2005, no. 7–8, pp. 62–64.
3. Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii razvitiya gidroenergetiki Ukrayni [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Nauchnye raboty* [Scientific works]. Kharkov, 2014, vol. 53, iss. 40, pp. 82–86.
4. Ryabenko O. A., Klyuha O. O., Tymoshchuk V. S. Rol' GAES v roboti energosistem [The role of PSP in the operation of power systems]. *Vymiruval'na ta obchyslyval'na tekhnika v tekhnologichnykh processakh* [Measuring and computing engineering in technological processes]. Kiev, 2014, no. 2, pp. 167–170.
5. Agibalov E. S., Vapnik B. K., Veremeenko I. S. et al. Razrabotka i issledovanie modeley obratimoy gidromashiny dlya Dnistrovskoy GAES [Development and study of models of a reversible hydraulic machine for the Dniester PSPP]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 1994, no. 40, pp. 8–12.
6. Dedkov V. N. Sozdanie nomenklaturnogo ryada obratimykh radialno-osevykh gidromashin [Creation of a nomenclature series of reversible Francis hydraulic machines]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2002, vol. 5, no. 1, pp. 16–19.
7. Dedkov V. N. Opredelenie raschetnykh parametrov obratimykh hidromashin dlya diapazona naporov  $H = 70\text{--}700 \text{ m}$  [Determination of the design parameters of reversible hydraulic machines for the range of head  $H = 70\text{--}700 \text{ m}$ ]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2008, vol. 11, no. 1, pp. 7–11.
8. Drankovs'kyi V. E., Khavrenko M. Yu. Opredelenie raschetnykh parametrov vysokonapornykh obratimykh hidromashin [Determination of design parameters of high-pressure reversible hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 81–84.
9. Barlit V. V., Mironov K. A., Vlasenko A. V., Yakovleva L. K. *Raschet i proektirovanie protochnoy chasti reaktivnykh gidroturbin na osnove chislennogo modelirovaniya rabochego protessa* [Calculation and design of the flow part of jet turbines based on numerical simulation of the workflow]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2008. 215 p.
10. Sukharebryy P. N. Raschet spiral'nykh kamer radial'no-osevykh obratimykh hidromashin [Calculation of spiral chambers radial-axial reversible hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2001, issue 129, part 1.1, pp. 79–89.
11. Sukharebryy P. N. Otsenka vliyaniya parametrov stora i napravlyayushchego apparata na energeticheskie kharakteristiki radial'no-osevykh obratimykh hidromashin [Evaluation of the influence of the parameters of the stator and guide vanes on the energy characteristics of radial-axial reversible hydraulic machines]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2003, vol. 5, no. 2, pp. 107–112.
12. Rusanov A. V., Khoryev O. N., Sukharebryy P. N., Dedkov V. N. Razrabotka i raschetnoe issledovanie protochnoy chasti nasosturbiny dlya usloviy Kanevskoy GAES [Development and design study of the flow part of the pump turbine for the conditions of the Kaniv PSPP]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 17 (1293), pp. 4–8.
13. Nicolet C., Alligne S., Kawakami B. Unstable operation of Francis Pump-Turbine at runaway: Rigid and elastic water column oscillation modes. *Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2009, vol. 2, no. 4, pp. 324–333.
14. Olimstad G., Nielsen T., Borresen B. Dependency on runner geometry for reversible pump-turbine characteristic in turbine mode of operation. *Journal Fluid Eng*. 2012, no. 134, pp. 121–130.
15. Masami Harano, Kiyohito Tani, Nomoto Satoru. Practical application of high-performance Francis-turbine runner fitted with splitter blades at Ontake and Shikurobegawa No. 3 power station of the Kansai electric power Co., inc. *Hitachi Review*. 2006, vol. 55, no. 3, pp. 109–113.
16. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 7 (1229), pp. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
17. Ryezva K. S., Drankovs'kyi V. E., Tyn'yanova I. I. Doslidzhennya potoku u vysoko-napornykh oborotnykh hidromashinakh [The research in the high-pressure reversible hydraulic machine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42 (1264), pp. 82–86.
18. Kochevskiy A. N., Nenya V. G. Sovremennyi podkhod k modelirovaniyu i raschetu techenij zhidkosti v lopastnykh hidromashinakh [Modern approach to modeling and calculating fluid flow in blade hydraulic machines]. *Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Sumy State University Bulletin: Technical Sciences Series]. Sumy, SumDU Publ., 2003, no. 13 (59), pp. 195–210.
19. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*. 1994, no. 8, pp. 1598–1605.
20. Menter F. R., Esch T. Advanced Turbulence Modelling in CFX. *CFX Update*. 2001, no. 20, pp. 4–5.

Поступила (received) 25.04.2019

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

**Русанов Андрій Вікторович (Русанов Андрей Викторович)** – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, директор ПМаш НАН України; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1345-7010>; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua

**Хорев Олег Миколайович (Хорев Олег Николаевич, Khoryev Oleg Nikolayevich)** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ПМаш НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6940-4183>; e-mail: oleg\_xo@ukr.net

**Дедков Валерій Миколайович (Дедков Валерий Николаевич, Dedkov Valery Nikolayevich)** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ПМаш НАН України, старший науковий співробітник, м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0002-6183-3167>; e-mail: dedkov@ipmach.kharkov.ua

**O. M. ЯХНО, A. H. МАМЕДОВ, C. В. СТАСЬ**

## ВЛИЯНИЕ ПОПЕРЕЧНОГО МАГНИТНОГО ПОЛЯ НА ДЕСТАБИЛИЗАЦИЮ ПОТОКА В КАНАЛЕ

В некоторых гидравлических системах, имеющих регулирующее оборудование, точное определение потерь энергии на коротких участках каналов может оказывать существенное влияние на корректный режим работы оборудования в целом. Под действием сил инерции от конвективного ускорения может наблюдаться существенная деформация поля скоростей, напряжений, появляться дополнительный перепад давления. Для такого вида течения существует несколько методов, позволяющих управлять потоками. Одним из таких методов для аномально-вязких сред, обладающих свойством электропроводимости, является метод, связанный с воздействием на поток поперечного магнитного поля. При взаимодействии поперечного магнитного поля с электропроводным потоком жидкости наряду с массовыми силами, имеющими инерционную природу, появляются пондеромоторные силы, имеющие электромагнитную природу. Как показали исследования, пондеромоторные силы могут быть представлены в виде двух составляющих: магнитной и электрической. Исследования позволили определить влияния пондеромоторных сил на характеристики потока на гидродинамическом начальном участке. Рассматривались случаи при различных соотношениях сил инерции к магнитным силам, то есть при различных значениях числа Рейнольдса. Опыты проводились с электропроводными жидкостями в капиллярах при наличии поперечного магнитного поля, напряженность которого могла изменяться. На основании опытов были получены графические зависимости расхода и средней скорости потока от величины напряженности магнитного поля. Результаты экспериментов подтвердили наличие эффекта торможения потока за счет величины напряженности поперечного магнитного поля. Торможение потока влияет на длину гидродинамического начального участка, которая в данном случае является функцией критерия Гартмана и критерия Рейнольдса.

**Ключевые слова:** гидродинамический начальный участок, пондеромоторные силы, магнитное поле, вязкие и аномально-вязкие жидкости, деформация поля скоростей, дестабилизация.

**O. M. ЯХНО, A. H. МАМЕДОВ, C. В. СТАСЬ**

## ВПЛИВ ПОПЕРЕЧНОГО МАГНІТНОГО ПОЛЯ НА ДЕСТАБІЛІЗАЦІЮ ПОТОКУ В КАНАЛІ

У деяких гідравліческих системах, що мають регульуюче обладнання, точне визначення втрат енергії на коротких ділянках каналів може мати суттєвий вплив на коректний режим роботи обладнання в цілому. Під дією сил інерції від конвективного прискорення може спостерігатися істотна деформація поля швидкостей, напр., з'являтися додатковий перепад тиску. Для такого виду течії існує кілька методів, що дозволяють управляти потоками. Одним з таких методів для аномально-в'язких середовищ, що володіють властивістю електропровідності, є метод, пов'язаний з впливом на потік поперечного магнітного поля. При взаємодії поперечного магнітного поля з електропровідним потоком рідини поряд з масовими силами, що мають інерційну природу, з'являються пондеромоторні сили, які мають електромагнітну природу. Як показали дослідження, пондеромоторні сили можуть бути представлені у вигляді магнітної і електричної складових. Дослідження дозволили визначити вплив пондеромоторних сил на характеристики потоку на гідродинамічній початковій ділянці. Розглядалися випадки при різних співвідношеннях сил інерції до магнітних сил, тобто при різних значеннях числа Рейнольдса. Досліди проводилися з електропровідними рідинами в капілярах при наявності поперечного магнітного поля, напруженість якого могла змінюватися. Результати дослідів дозволили отримати графічні залежності витрати і середньої швидкості потоку від величини напруженості магнітного поля. Результати експериментів підтвердили наявність ефекту гальмування потоку за рахунок величини напруженості поперечного магнітного поля. Гальмування потоку впливає на довжину гідродинамічного початкового ділення, яка в даному випадку є функцією критеріїв Гартмана і Рейнольдса.

**Ключові слова:** гідродинамічна початкова ділянка, пондеромоторні сили, магнітне поле, в'язкі рідини, аномально-в'язкі рідини, деформація поля швидкостей, дестабілізація.

**O. YAKHNO, A. MAMEDOV, S. STAS**

## INFLUENCE OF TRANSVERSE MAGNETIC FIELD ON FLOW DESTABILIZATION IN THE CHANNEL

In some hydraulic systems which have regulating equipment, right meanings of energy losses in short sections of channels may have a significant influence on the rational working mode of equipment in general. Under the action of inertial forces from convective acceleration can observed significant deformation of the velocity field, tensions and of course additional pressure drops appear. There are several methods that allow flow control for this type of flow. One of such methods for abnormally viscous media having the property of electrical conductivity is a method connected to the impact on the flux of a transverse magnetic field. In the cooperation transverse magnetic field with an electrically conductive fluid flow with massive forces, having an inertial nature, appear ponderomotive forces, having an electromagnetic nature. Studies shown that ponderomotive forces can be represented as two components: magnetic and electric. Studies have allowed to determine the influence of ponderomotive forces on flow characteristics at the hydrodynamic initial section. Were considered cases with different ratios of inertia forces to magnetic, that is meaning - different values the Reynold number. The experiments were conducted with electrically conductive liquids in thin tubes in the presence of a transverse magnetic field, whose tension could vary. Were obtained graphical dependencies of flow and average flow rate of the magnitude of magnetic field, based on the experiments. The results of the experiment confirmed the effect of flow inhibition thanks to the magnitude of the transverse magnetic field. Flow braking affects the length of the hydrodynamic initial section, which in this case is a function of the Hartman number and Reynold number.

**Keywords:** hydrodynamic initial section, ponderomotive forces, magnetic field, viscous and abnormally viscous fluids, deformation of the velocity field, destabilization.

### Введение и анализ основных исследований.

Достижения в области численных методов, развитие различных современных вычислительных технологий и использование новых численных алгоритмов при моделировании магнитной гидродинамики позволяют

проводить анализ влияния магнитного поля на жидкостные динамические потоки. Таким образом, теоретические расчеты могут быть подтверждены либо опровергнуты различными мощными вычислительными инструментами. А поскольку

© О. М. Яхно, А. Н. Мамедов, С. В. Стась, 2019

количество технологических применений, основанных на потоках проводящих жидкостей через каналы различных поперечных сечений, находящихся под воздействием поперечного магнитного поля, продолжает возрастать, можно утверждать о значимости соответственных исследований. Становится возможным определять величину влияния внешнего электромагнитного возбуждения, геометрических размеров канала на распределение скорости, давления, ускорения исследуемых потоков жидкостей. Многочисленные примеры полученных решений могут иметь разнообразные практические применения. Например, электростатические силы могут деформировать поперечное сечение незаряженной цилиндрической [1], плоской [2] или струи произвольной формы [3] вдоль силовых линий поля.

Представление систематизированной картины знаний о взаимодействии магнитных жидкостей с внешним полем [4–8] позволяет получить множественные применения для совершенно разных реальных практических целей [9–13].

Вопросам влияния магнитного поля на течение вязких и аномально-вязких жидкостей в каналах посвящен ряд исследований магнитной гидродинамики, которые позволяют сделать некоторые заключения о взаимодействии между силами с магнитной природой и силами инерции от конвективного ускорения. В уравнениях движения потока в магнитном поле силы инерции от конвективного ускорения представлены величиной  $\rho(\vec{v}\nabla)\vec{v}$ , а силы, характеризующие магнитную природу, соответственно,  $\frac{1}{c}[\vec{j}\times\vec{B}]$  и  $\text{div } \vec{v}$ , где  $\vec{v}$  – скорость потока;  $\vec{j}$  – плотность тока;  $\vec{B}$  – индукция магнитного поля;  $c$  – скорость света;  $\nabla$  – лапласиан;  $\rho$  – плотность жидкости.

Таким образом, для течения в магнитном поле суммарные массовые силы, действующие на поток, могут быть представлены в виде следующей суммы:

$$\vec{F}_{\text{сум}} = F_{in} + \vec{F}_{nm} = \rho\vec{a} + \frac{1}{c}[\vec{j}\times\vec{B}], \quad (1)$$

где  $\sigma$  – удельная проводимость;

$\vec{F}_{in}$  – сила инерции;

$\vec{F}_{nm}$  – пондеромоторная сила.

В зависимости от соотношения между силами с магнитной природой и силами инерции от конвективного ускорения может проявляться степень дестабилизации течения [14, 15]. В приведенном выше соотношении  $\vec{F}_{in}$  характеризует массовые силы неэлектромагнитного соотношения (силы тяжести, центробежные силы). Второе слагаемое  $\vec{F}_{nm}$  – силы электромагнитного взаимодействия, пондеромоторные силы. Пондеромоторная сила определяется как величина:

$$[\vec{j}\times\vec{B}] = (\text{rot } \vec{B}) \times \frac{\vec{B}}{\mu^*} = \frac{(\vec{B} \text{ grad })\vec{B}}{\mu^*} - \frac{\text{grad } \vec{B}}{2\mu^*}, \quad (2)$$

где  $\mu^*$  – магнитная проницаемость.

Пондеромоторные силы могут быть представлены в виде двух слагаемых, имеющих электрическую ( $\vec{F}_m$ ) и магнитную ( $\vec{F}_{el}$ ) природу, а именно:

$$\vec{F}_m = [\vec{j}\times\vec{B}] + \frac{\mu^* - \mu_0^*}{2\mu^*} \nabla \vec{B}^2, \quad (3)$$

$$\vec{F}_{el} = \rho_e \vec{E} + \frac{e - e_0}{2e} \nabla \vec{E}^2, \quad (4)$$

где  $\rho_e$  – плотность среды;

$e$  – электрическая проницаемость.

В зависимости от реологических свойств рассматриваемой жидкости, степень влияния магнитного поля на поток может быть различной и определяется соотношением между величиной  $\rho(\vec{v}\nabla)\vec{v}$  и величиной  $\frac{1}{c}[\vec{j}\times\vec{B}]$ . Решая задачи о воздействии магнитных сил, возникает необходимость определения зависимости между величинами  $\vec{v}, \rho, \vec{B}, \vec{j}, \varphi$  для начального участка. Таким образом, возникает необходимость дать оценку действия пондеромоторной силы на дестабилизацию потока (например, на гидродинамическом начальном участке как в канале, так и в формируемых гидравлических струях). Анализируя уравнения движения, можно сделать следующие выводы о силах, действующих в потоке на начальном участке дестабилизирующего течения. Рассматриваемые силы можно представить как сумму сил вязкого трения, сил инерции и массовых сил, имеющих магнитную природу. В целом ряде исследований замечено, что при такой формулировке возможна аналогия между силами инерции и массовыми силами с магнитной природой. Влияние массовых сил, имеющих магнитную природу, и их соотношение с силами инерции по данным Шерклифа, может быть оценено критерием Альфвена, физическую суть которого можно представить следующим образом:

$$\frac{\text{силы инерции}}{\text{магнитная сила}} \approx \frac{\rho\vec{v}^2 / d}{\vec{B}^2 / \mu^*} = \left( \frac{v}{B} \right)^2 = Re_m \cdot S, \quad (5)$$

где  $Re_m$  – магнитное число Рейнольдса;

$d$  – диаметр канала;

$B$  – индукция магнитного поля;

$S$  – площадь поперечного сечения канала.

Как показали исследования гидродинамического начального участка в каналах, формирование потока на нем осуществляется таким образом, что в

пристенной области формируется пограничный слой, то есть, обеспечивается торможение потока за счет сил вязкого трения [16], а в ядре потока наблюдается ускоренное движение жидкости [17, 18]. В то же время, магнитное поле обеспечивает торможение потока в целом [19].

**Оценка влияния поперечного магнитного поля.** На основании анализа структуры потока на начальном участке и, воспользовавшись теоремой, можно сделать заключение, что область дестабилизированного течения в магнитном поле в существенной степени зависит от двух критериев (соответственно Рейнольдса и Гартмана):

$$Re = \frac{v_{cp} \cdot d}{\lambda}, \quad (6)$$

$$Ha = Bd \left( \frac{\sigma}{\mu} \right)^{1/2}, \quad (7)$$

где  $v_{cp}$  – средняя скорость потока;

$\lambda$  – кинематическая вязкость;

$Re_i$  – инерционное число Рейнольдса;

$Re_m$  – магнитное число Рейнольдса.

Область дестабилизированного течения, то есть, длина гидродинамического участка  $L_{hy}$ , в этом случае может определяться как функция

$$(L_{hy})_{MP} = F(Re_i, Re_m, Ha), \quad (8)$$

где индекс МП указывает на действие магнитного поля.

В связи с этим возникает необходимость выявления, в какой степени поперечное магнитное поле может способствовать торможению потока [20], то есть противодействовать силам инерции от конвективного ускорения. С этой целью были проведены исследования электропроводных магнитных жидкостей в капиллярах различной длины и определены факторы, способствующие торможению потока жидкости. Что касается массовых сил, имеющих магнитную природу, то их влияние при определенных условиях определяется соотношением между критерием Рейнольдса и критерием Гартмана [21], и указывает на торможение потока жидкости. Результаты ранее проведенных опытов показали, что наличие магнитного поля может приводить к гашению вихревых потоков. Интенсивность данного процесса может быть оценена на основании критерия Гартмана:

$$Ha = Bd \sqrt{\frac{\sigma}{\mu}}. \quad (9)$$

В результате эксперимента, проведенного авторами, проводилась оценка влияния поперечного магнитного поля на стенде, рабочими элементами которого являлись капилляры различной длины, имеющие диаметр  $d = 2,62 - 4,35$  мм. Поперечное

магнитное поле обеспечивалось действием постоянных магнитов.

В процессе эксперимента измерялись реологические характеристики электропроводной рабочей жидкости с помощью вискозиметра Rheotest 2M, температура, расход и средняя скорость жидкости при наличии и отсутствии поперечного магнитного поля. В качестве примера на рис. 1 представлены реологические характеристики используемой рабочей жидкости при температуре 18 °C.

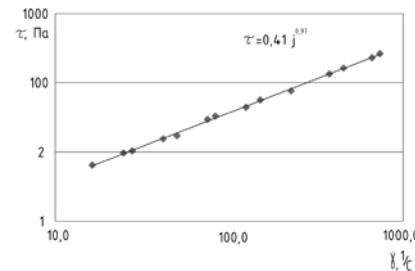


Рис. 1. График зависимости  $\tau = f(\dot{\gamma})$

Как видно из рис. 1, реологическое поведение данной жидкости соответствует ньютоновскому закону [22]. Измерение расхода жидкости в капиллярах при наличии и отсутствии поперечного магнитного поля позволила получить зависимости следующего вида (рис. 2).

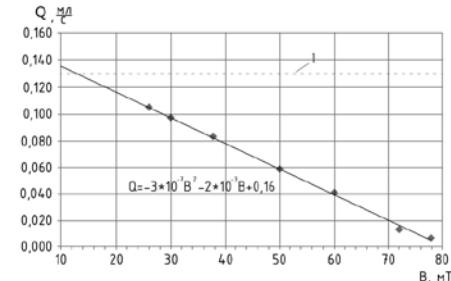


Рис. 2. График зависимости  $Q = f(B)$

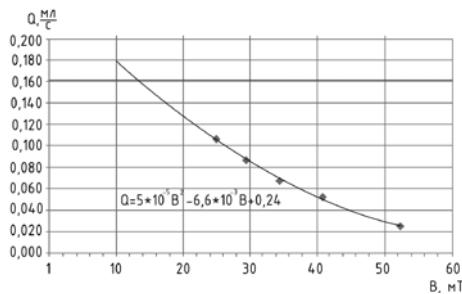
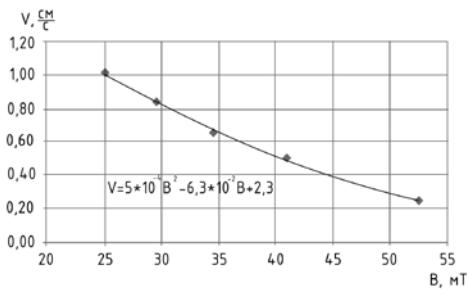
Анализ данного графика (рис. 2) показывает, что наличие магнитной индукции приводит к торможению потока. Кривая 1 характеризует расход без магнитного поля. Число Рейнольдса для кривой 1 составляла  $0,0219 < Re < 0,123$ . Таким образом, при достаточно низких числах Рейнольдса существенным образом проявлялось действие поперечного магнитного поля. На рис. 3 и рис. 4 представлены зависимости скорости от магнитной индукции, которые могут быть описаны в виде следующих полиномов, представленных соответственно на рис. 3 и рис. 4.

$$Q = 5 \cdot 10^{-5} B^2 - 6,6 \cdot 10^{-3} B + 0,24; \quad (10)$$

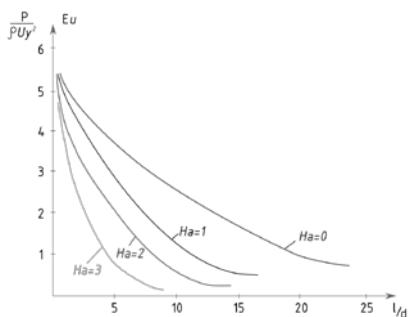
$$Q = 5 \cdot 10^{-3} B^2 - 6,3 \cdot 10^{-2} B + 2,3. \quad (11)$$

Как видно из данных зависимостей, коэффициенты приведенных выше полиномов являются размерными величинами и на основании

анализа этих размерностей можно судить о факторах, влияющих на функциональные зависимости  $Q = f(B)$  и  $v = f(B)$ .

Рис. 3. График зависимости  $Q = f(B)$ Рис. 4. График зависимости  $v = f(B)$ 

Анализ представленных результатов и исследования, связанные с определением сил трения вязкой жидкости в магнитном поле, дают основание сделать выводы о торможении потока электропроводной неньютоновской жидкости за счет интенсивности поперечного магнитного поля, то есть, в данном случае, пондеромоторные силы способствуют торможению потока жидкости.

Рис. 5. Изменение перепада давления на начальном участке по длине канала при фиксированном значении Re и различных значениях  $Ha$ 

Указанный эффект оказывается на величине длины гидродинамического начального участка, которая, как отмечалось ранее, являлась функцией двух основных критериев: критерия Рейнольдса и критерия Гартмана. Предварительные исследования, связанные с измерением длины начального участка в магнитном поле, позволили построить качественную картину зависимости  $Eu = f(l/d)$ .

Данная зависимость находится в полном соответствии с результатами исследований начального участка, представленных ранее Шерклифом.

## Выводы.

Исследование течения электропроводных аномально-вязких жидкостей в поперечном магнитном поле показали, что при достаточно большом соотношении сил инерции к массовым силам, имеющим магнитную природу, может наблюдаться существенное «торможение» на гидродинамическом начальном участке, приводящее к изменению его длины. Основными критериями, характеризующими данный процесс, являются критерий Рейнольдса и критерий Гартмана, а степень влияния магнитного поля, как и длины гидродинамического начального участка, характеризуется соотношением (5).

Данные опыты показали, что при приведенных результатах эксперимента соотношения между числами Рейнольдса и Гартмана представлениями о гидродинамическом начальном участке можно пренебречь, то есть в рассматриваемом случае течение близко к течению Гартмана. В то же время в данном случае наблюдается дестабилизация потока за счет действия поперечного магнитного поля, способствующее его торможению на рассматриваемой длине капилляра.

## Список литературы

1. Волков Н. Б., Зубарев Н. М., Зубарева О. В. Точные решения задачи о форме незаряженной струи проводящей жидкости в поперечном электрическом поле. *ЖЭТФ*. 2016. Т. 149, № 5. С. 1096–1101.
2. Zubarev N., Zubareva O. Exact particular solution for the blade-like surface configuration of a conducting liquid in an external electric field. *Journal of Physics: Conference Series*: 1147 012085. 2019. P. 1–8. doi: 10.1088/1742-6596/1147/1/012085
3. Behjatian A., Esmaeli A. Equilibrium shape and hysteresis behavior of liquid jets in transverse electric fields. *Journal of Electrostat.* 2015. Vol. 75. P. 5–13.
4. Biskamp D. *Nonlinear Magnetohydrodynamics*. Cambridge: Cambridge University Press, 1997. 378 p.
5. Davidson P. *Introduction to Magnetohydrodynamics*. Cambridge: Cambridge University Press, 2016. 572 p. doi: 10.1017/9781316672853
6. Goedbloed H., Keepons R., Powers S. *Magnetohydrodynamics of Laboratory and Astrophysical Plasmas*. Cambridge: Cambridge University Press, 2019. 996 p.
7. Reyes V. G. *Perspectives in Magnetohydrodynamics Research*. Nova Science Publishers, 2011. 142 p.
8. Zheng L. *Topics in Magnetohydrodynamics*. Intech, 2012. 219 p.
9. Tran C., Yu X., Blackbourn L. Two-dimensional magnetohydrodynamic turbulence in the limits of infinite and vanishing magnetic Prandtl number. *Journal of Fluid Mechanics*. 2013. Vol. 725. P. 195–215. doi: 10.1017/jfm.2013.193
10. Bluck M., Wolfendale M. An analytical solution to electromagnetically coupled duct flow in MHD. *Journal of Fluid Mechanics*. 2015. Vol. 771. P. 595–623. doi: 10.1017/jfm.2015.202
11. Smolentsev S., Xu Z., Pan Ch., Abdou M. Numerical and experimental studies of MHD flow in a rectangular duct with a non-conducting flow insert. *Magnetohydrodynamics*. 2010. Vol. 46, no. 1. P. 99–111.
12. De Corato M., Garbin V. Capillary interactions between dynamically forced particles adsorbed at a planar interface and on a bubble. *Journal of Fluid Mechanics*. 2018. Vol. 847. P. 71–92. doi: 10.1017/jfm.2018.319
13. Grzybowski B. A., Stone H. A., Whitesides G. M. Dynamic self-assembly of magnetized, millimetre-sized objects rotating at a liquid-air interface. *Nature*. 2000. Vol. 405 (6790). P. 1033–1036.
14. Galtier S. *MHD Turbulence*. In *Introduction to Modern Magnetohydrodynamics*. Cambridge: Cambridge University Press, 2016. P. 196–221. doi: 10.1017/CBO9781316665961.016
15. Bigot B., Galtier S., Politano H. Development of anisotropy in incompressible magnetohydrodynamic turbulence. *Physical*

- Review E. 2008. Vol. 78, issue 6. P. 33–39. doi: 10.1103/PhysRevE.78.066301
16. Mamedov A., Stas S. Influence of surface roughness of channel on friction coefficient of electrically conducting fluids. *Journal of the Technical University of Gabrovo*. 2018. Vol. 57. P. 16–19. URL: <https://mc04.manuscriptcentral.com/jtug> (дата обращения: 01.04.2019).
  17. Яхно О. М., Матиега В. М., Кривошеев В. С. *Гидродинамический начальный участок*. Черновцы: Зелена Буковина, 2004. 141 с.
  18. Яхно О. М., Семинская Н. В., Колесников Д. В., Стась С. В. Дестабилизация потока в канале с изменяющимся по длине расходом *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2014. Т. 3, № 7 (69). С. 45–49. doi: 10.15587/1729-4061.2014.24658
  19. Temperley D. J., Todd L. The effects of wall conductivity in magnetohydrodynamic duct flow at high Hartmann numbers. *In Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society*. Cambridge: Cambridge University Press. 1971. Vol. 69. P. 337–351.
  20. Davidson P. *The Fundamentals of MHD. An Introduction to Magnetohydrodynamics*. Cambridge: Cambridge University Press, 2001. P. 452.
  21. Larsen J. Magnetohydrodynamics. *In Foundations of High-Energy-Density Physics: Physical Processes of Matter at Extreme Conditions*. 2017. P. 576–624. doi: 10.1017/9781316403891.012
  22. Davidson P. *The Fundamentals of Incompressible MHD. In Introduction to Magnetohydrodynamics*. Cambridge: Cambridge University Press, 2016. P. 121–304. doi: 10.1017/9781316672853.008

#### References (transliterated)

1. Volkov N. B., Zubarev N. M., Zubareva O. V. Tochnye reshenija zadachi o forme nezarazhennoj strui provodjashhej zhidkosti v poperechnom elektricheskem pole [Exact solutions to the problem of the form of an uncharged jet of conducting fluid in a transverse electric field]. *ZhJeTF*. 2016, vol. 149, no. 5. pp. 1096–1101.
2. Zubarev N., Zubareva O. Exact particular solution for the blade-like surface configuration of a conducting liquid in an external electric field. *Journal of Physics: Conference Series*: 1147 012085, 2019, pp. 1–8. doi: 10.1088/1742-6596/1147/1/012085
3. Behjatian A., Esmaeli A. Equilibrium shape and hysteresis behavior of liquid jets in transverse electric fields. *Journal Electrostat*. 2015, vol. 75, pp. 5–13.
4. Biskamp D. *Nonlinear Magnetohydrodynamics*. Cambridge, Cambridge University Press Publ., 1997. 378 p.
5. Davidson P. *Introduction to Magnetohydrodynamics*. Cambridge, Cambridge University Press Publ., 2016. 572 p. doi: 10.1017/9781316672853
6. Goedbloed H., Keepens R., Powers S. *Magnetohydrodynamics of Laboratory and Astrophysical Plasmas*. Cambridge, Cambridge University Press Publ., 2019. 996 p.
7. Reyes V. G. *Perspectives in Magnetohydrodynamics Research*. Nova Science Publ., 2011. 142 p.
8. Zheng L. *Topics in Magnetohydrodynamics*. Intech Publ., 2012. 219 p.
9. Tran C., Yu X., Blackbourn L. Two-dimensional magnetohydrodynamic turbulence in the limits of infinite and vanishing magnetic Prandtl number. *Journal of Fluid Mechanics*. 2013, vol. 725, pp. 195–215. doi: 10.1017/jfm.2013.193
10. Bluck M., Wolfendale M. An analytical solution to electromagnetically coupled duct flow in MHD. *Journal of Fluid Mechanics*. 2015, vol. 771, pp. 595–623. doi: 10.1017/jfm.2015.202
11. Smolentsev S., Xu Z., Pan Ch., Abdou M. Numerical and experimental studies of MHD flow in a rectangular duct with a non-conducting flow insert. *Magnetohydrodynamics*. 2010, vol. 46, no. 1, pp. 99–111.
12. De Corato M., Garbin V. Capillary interactions between dynamically forced particles adsorbed at a planar interface and on a bubble. *Journal of Fluid Mechanics*. 2018, vol. 847, pp. 71–92. doi: 10.1017/jfm.2018.319
13. Grzybowski B. A., Stone H. A., Whitesides G. M. Dynamic self-assembly of magnetized, millimetre-sized objects rotating at a liquid–air interface. *Nature*. 2000, vol. 405 (6790), pp. 1033–1036.
14. Galtier S. *MHD Turbulence. In Introduction to Modern Magnetohydrodynamics*. Cambridge, Cambridge University Press Publ., 2016. P. 196–221. doi: 10.1017/CBO978131665961.016
15. Bigot B., Galtier S., Politano H. Development of anisotropy in incompressible magnetohydrodynamic turbulence. *Physical Review E*. 2008, vol. 78, issue 6, pp. 33–39. doi: 10.1103/PhysRevE.78.066301
16. Mamedov A., Stas S. Influence of surface roughness of channel on friction coefficient of electrically conducting fluids. *Journal of the Technical University of Gabrovo*. 2018, vol. 57, pp. 16–19. Available at: <https://mc04.manuscriptcentral.com/jtug> (accesed 01.04.2019).
17. Jakhno O. M., Matiuga V. M., Krivosheev V. S. *Gidrodinamicheskij nachal'nyj uchastok* [Hydrodynamic initial section]. Chernovcy, Zelena Bukovina Publ., 2004. 141 p.
18. Yakhno O. M., Seminskaya N. V., Kolesnikov D. V., Stas S. V. Destabilizatsiya potoka v kanale s izmenyayushchimsya po dlini rashodom [Destabilization of flow in the channel with variable flow length]. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovyih tehnologiy*. 2014, vol. 3, no. 7 (69), pp. 45–49. doi: 10.15587/1729-4061.2014.24658
19. Temperley D. J., Todd L. The effects of wall conductivity in magnetohydrodynamic duct flow at high Hartmann numbers. *In Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society*. Cambridge, Cambridge University Press Publ., 1971, vol. 69, pp. 337–351.
20. Davidson P. *The Fundamentals of MHD. An Introduction to Magnetohydrodynamics*. Cambridge, Cambridge University Press Publ., 2001. 452 p.
21. Larsen J. Magnetohydrodynamics. *In Foundations of High-Energy-Density Physics: Physical Processes of Matter at Extreme Conditions*. 2017, pp. 576–624. doi: 10.1017/9781316403891.012
22. Davidson P. *The Fundamentals of Incompressible MHD. In Introduction to Magnetohydrodynamics*. Cambridge, Cambridge University Press Publ., 2016. P. 121–304. doi: 10.1017/9781316672853.008

Поступила (received) 09.04.2019

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

**Яхно Олег Михайлович (Яхно Олег Михайлович, Yakhno Oleh Mykhailovych)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», професор кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9522-5549>; e-mail: oleg.yakhno@gmail.com

**Мамедов Асіман Нізамі Огли (Мамедов Асіман Нізамі Оглы, Mamedov Asiman Nizami Ogly)** – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», аспірант кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8696-0824>; e-mail: acy\_m@yahoo.com

**Стась Сергій Васильович (Стась Сергей Васильевич, Stas Serhiy Vasyliovych)** – кандидат технічних наук, доцент, Черкаський інститут пожежної безпеки імені Героїв Чорнобиля Національного університету цивільного захисту України, професор кафедри «Техніка та засоби цивільного захисту»; м. Черкаси, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6139-6278>; e-mail: stas\_serhiy@yahoo.com

**Г. А. АВРУНИН, В. Б. САМОРОДОВ, Е. С. ПЕЛИПЕНКО, І. І. МОРОЗ**

## РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ПОДАЧИ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ ДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ С АВТОВОЗВРАТОМ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

Разработаны рекомендации по внедрению технологии «No stress» безопасного автоматического возврата древесных отходов в объемных гидроприводах подачи машин для измельчения на основе использования отечественных комплектующих. Проведен анализ гидравлических принципиальных схем объемных гидроприводов подачи машин для измельчения древесных отходов, снабженных устройствами автоматизации их возврата из зоны резания для обеспечения повышения безопасности и производительности машины. Разработана методика расчета объемного гидропривода подачи в машинах для измельчения древесных отходов. Предложена для реализации в конструкторских разработках гидравлическая принципиальная схема объемного гидропривода подачи измельчителя древесных отходов, в которой на основе использования отечественных гидрораспределителей с устройствами самовозврата золотников в нейтральное положение реализуется режим безопасности «No stress». Приведены зависимости для расчета объемного гидропривода, включая определение КПД, выбор рабочего объема насоса и гидромотора, приводящего двигателя и диаметров трубопроводов. Даны ссылки на источники информации, касающиеся методик стендовых испытаний насосов, гидромоторов и золотниковых гидрораспределителей, технических характеристик современных шестеренных насосов и героторных гидромоторов, которые находят применение в объемных гидроприводах измельчителей, а также рекомендации по повышению надежности работы объемного гидропривода измельчителя на основе опыта ведущих зарубежных фирм в части подбора сорта рабочей жидкости и ее кондиционирования путем эффективных систем фильтрации и поддержания оптимальной температуры. Приведены уравнения математической модели динамики объемного гидропривода для анализа изменения частоты вращения гидромотора и давления рабочей жидкости в объемном гидроприводе измельчителя при его пуске, которые могут быть реализованы путем численного интегрирования и получены в виде осцилограмм в составе прикладных программ пакета VisSim. Результаты проведенных исследований могут быть использованы при разработке новых объемных гидроприводов подачи для измельчителей древесных отходов или модернизации находящихся в эксплуатации.

**Ключевые слова:** объемный гидропривод, насос, гидромотор, гидрораспределитель, автоматизация работы, КПД, математическая модель, динамика гидропривода.

**Г. А. АВРУНІН, В. Б. САМОРОДОВ, Е. С. ПЕЛИПЕНКО, І. І. МОРОЗ**

## РОЗРАХУНОК ОБ'ЄМНОГО ГИДРОПРИВОДА ПОДАЧІ ПОДРІБНЮВАЧА ДЕРЕВНИХ ВІДХОДІВ З АВТОПОВЕРНЕННЯМ ПРИ ПЕРЕВАНТАЖЕННІ

Розроблені рекомендації щодо впровадження технології «No stress» безпечної автоматичного повернення деревних відходів в об'ємних гідроприводах подання машин для подрібнення на основі використання вітчизняних комплектуючих. Проведений аналіз гідралічних принципіальних схем об'ємних гідроприводів подання машин для подрібнення деревних відходів, забезпечених облаштуваннями автоматизації їх повернення із зони різання для підвищення безпеки і продуктивності машини. Розроблена методика розрахунку об'ємного гідропривода подання в машинах для подрібнення деревних відходів. Запропонована для реалізації в конструкторських розробках гідралічна принципова схема об'ємного гідропривода подання подрібнювача деревних відходів, в якій на основі використання вітчизняних гідророзподільників з облаштуваннями самоповернення золотників в нейтральне положення реалізується режим безпеки «No stress». Приведені залежності для розрахунку об'ємного гідропривода, включаючи визначення ККД, вибір робочого об'єму насоса і гідromотора, приводного двигуна насоса і діаметрів трубопроводів. Дано посилання на джерела інформації, що стосуються методик стендових випробувань насосів, гідromotorів і золотників гідророзподільників, технічних характеристик сучасних шестерennих насосів і героторних гідromotorів, які знаходять застосування в об'ємних гідроприводах подрібнювачів, а також рекомендації щодо підвищення надійності роботи об'ємного гідропривода подрібнювача на основі досвіду провідних зарубіжних фірм в частині підбору сорту робочої рідини і її кондиціонуванням шляхом ефективних систем фільтрації і підтримки оптимальної температури. Приведені рівняння математичної моделі для динамічного розрахунку частоти обертання гідromотора і тиску робочої рідини в об'ємному гідроприводі подрібнювача на режимі розгону, які можуть бути реалізовані шляхом чисельного інтегрування у вигляді осцилограм в складі застосовних програм пакету VisSim. Результати проведених досліджень можуть бути використані при розробці нових об'ємних гідроприводів подання для подрібнювачів деревних відходів або модернізації що знаходяться в експлуатації.

**Ключові слова:** об'ємний гідропривод, насос, гідromотор, гідророзподільник, автоматизація роботи, ККД, математична модель, динаміка гідропривода.

**H. A. AVRUNYN, V. B. SAMORODOV, E. S. PELYOPENKO, Y. Y. MOROZ**

## CALCULATION OF VOLUME HYDRAULIC DRIVE FOR FEEDING THE CHIPPER OF WOOD WASTE WITH A RETURN ON OVERLOADS

Development of recommendations on introduction of technology of "No stress" of safe automatic return of woodwastes in by hydraulic fluid power of serve of machines for growing on the basis of the use of home valve. Analysis of hydraulic fundamental charts of by hydraulic fluid power of serve of machines for growing of the woodwastes provided with the devices of automation of their return from the zone of cutting for providing of increase of safety and productivity of machine shallow. Development of methodology of calculation of by hydraulic fluid power of serve in machines for growing of woodwastes shallow. The hydraulic fundamental chart of hydraulic fluid power of serve of grinding down of woodwastes offers for realization in designer developments, in that on the basis of the use of home valve with the devices of self-reset of slide-valves the mode of safety of "No stress" will be realized in neutral position. Methodology of calculation of by hydraulic fluid power is considered, including determination КПД, choice of the swept volume of pump and hydraulic motor, leading engine and diameters of pipelines. The brought equalizations over of mathematical model for the dynamic calculation of frequency of rotation of hydraulic motor and pressure of working liquid in by hydraulic fluid power of grinding down, that can be realized as oscillograms in an application of package of VisSim package. Results undertaken studies can be drawn on at development of new by hydraulic fluid power of serve for grinding down of woodwastes or modernisation being in exploitation.

**Keywords:** hydraulic fluid power, pump, hydraulic motor, directional control valve, automation of work, efficiency, mathematical model, dynamics of hydraulic fluid power.

**Введение.** В настоящее время получают широкое распространение машины для измельчения древесных отходов, которые называют измельчителями, дробилками, рубильными и роторно-рубильными. Диаметр обрабатываемых древесных отходов достигает 300 мм. Ведущими зарубежными производителями машин являются фирмы Rezzolato (Италия), Dandit, Dynamic, Morbark, Peterson и Vermeer (США), Farmi Forest и Heinola (Финляндия), Dopstadt и Jenz (ФРГ) и др. В Украине измельчители представлены предприятиями Олмак, Unormak и Yenimak (Киев), Олнова (Львовская обл.), Лотос (Николаев), Велмаш, Гефестар, Земмаш-техника, Прогресс, Станкилэнд, Северная корона (Харьков) и другие.

**Состояние вопроса.** В современных дереворазрушающих машинах в качестве механизма подачи материала (веток, стволов деревьев и досок) используется объемный гидропривод (ОГП) с разомкнутой цепью циркуляции рабочей жидкости (РЖ), в котором насос обеспечивает вращение гидромоторов подачи материала в зону резания.

**Цель.** Разработка рекомендаций по внедрению технологии «No stress» безопасного автоматического возврата древесных отходов в объемных гидроприводах подачи машин для измельчения на основе использования отечественных комплектующих.

На рис. 1 приведены общие виды машин для измельчения древесных отходов. Эти машины являются, как правило, прицепными к тракторам, используя для своего функционирования приводящий ДВС через вал отбора мощности (ВОМ), или автономными с приводом от электродвигателя, если технологический процесс измельчения происходит в помещении.

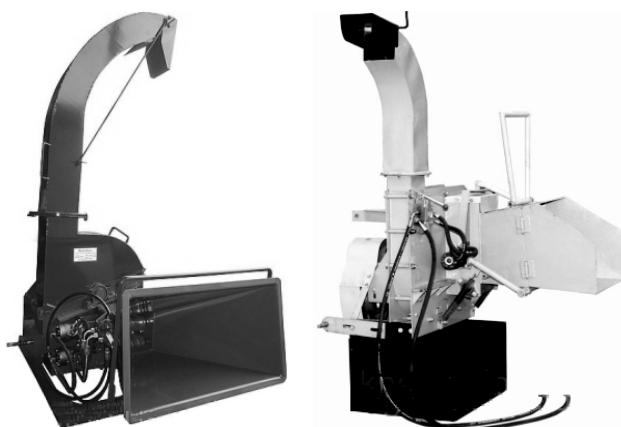


Рис. 1. Машины для измельчения древесных отходов

В составе гидроустройств ОГП нашли широкое распространение шестеренные насосы и героторные гидромоторы, обеспечивающие устойчивую частоту вращения при подаче материала в зону резания.

С целью повышения производительности машины, повышения ее надежности и безопасности в эксплуатации получила распространение технология «No stress», которая обеспечивает автоматический

возврат материала из зоны резания при перегрузке машины и последующую подачу в зону резания без вмешательства оператора или оператором в зависимости от типа машины.

Важное значение при создании ОГП подачи измельчителей имеют расчеты параметров гидромоторов и насоса, определяющие экономичность работы машины в целом. Поэтому в статье рассмотрена методика статического расчета ОГП [1]. Для исследования динамических характеристик ОГП представляется удобной математическая модель разработки НТУ «ХПИ» [2] с ее численной реализацией в пакете VisSim [3–6].

#### Основная часть.

Гидравлические принципиальные схемы механизмов подач древесины в рабочую зону отличаются способом передачи энергии РЖ от насоса к гидромоторам – при параллельном или последовательном подводе РЖ.

Каждая из схем имеет определенные преимущества и недостатки.

На рис. 2 представлена гидравлическая принципиальная схема ОГП с двумя гидромоторами M1 и M2, РЖ к которым подается от насоса H (вращение передается от приводящего двигателя D) через гидрораспределитель P1 (двухпозиционный, четырехлинейный) и далее двумя параллельными потоками через дроссели DR1 и DR2, снабженные обратными клапанами KO1 и KO2, соответственно. Гидромоторы сообщены с магистралями гидросистемы с помощью рукавов высокого давления РВД1–РВД4.

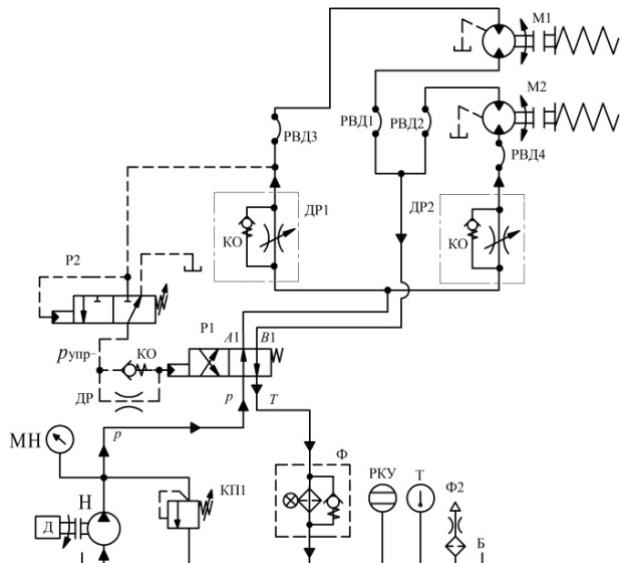


Рис. 2. Гидравлическая принципиальная схема механизма подачи древесины при параллельном подводе РЖ к гидромоторам M1 и M2 и системой гидроавтоматики

Гидрораспределитель P1 имеет гидравлическое управление золотником и пружинный возврат в рабочее положение, показанное на схеме. Управляющий гидрораспределитель P2 (двухпозиционный, трехлинейный) также имеет гидравлическое управление, причем линия управления золотником сообщена с магистралью высокого

давления (нагнетания) гидромоторов M1 и M2. Для обеспечения быстрого переключения гидрораспределителя P1 из рабочего положения (соответствующего подаче древесины к ножам) в режим реверсивного вращения (для отвода заклинившей привод подачи древесины) служит обратный клапан KO, а дроссель DR, наоборот, обеспечивает плавное вращение гидромоторов в начале рабочего цикла.

Для защиты от перегрузок насоса служит предохранительный клапан КП1 (давление настройки контролируется манометром МН), для очистки РЖ от загрязнений служит фильтр Ф с перепускным клапаном и индикатором загрязненности, уровень РЖ в гидробаке Б контролируется реле РКУ, термометр Т служит для контроля температуры РЖ в гидробаке, фильтр-сапун Ф2 обеспечивает очистку воздуха, поступающего в гидробак, и одновременно служит заливной горловиной.

Система гидроавтоматики работает следующим образом. При давлении в линии нагнетания гидромоторов M1 и M2 (после дросселей DR1 и DR2) менее настройки пружины гидрораспределителя P2, ОГП работает в режиме рабочей подачи материала к ножам дробилки (РЖ поступает от гидрораспределителя P1 по магистрали A1 к гидромоторам, а по магистрали B1 сливаются через гидрораспределитель P1 в гидробак Б). При повышении нагрузки на гидромоторы, обусловленной толщиной и интенсивностью подаваемой оператором древесины, возрастает давление в ОГП. При давлении, превышающем давление настройки пружины гидрораспределителя P2, золотник последнего смещается вправо, что приводит к сообщению линии нагнетания с управляющей линией  $p_{\text{упр}}$  гидрораспределителя P1. Давление управления, действующее на торец золотника гидрораспределителя P1, приводит к смещению его золотника вправо, благодаря чему происходит реверсирование вращения гидромоторов M1 и M2 и выброс древесины обратно от ножей дробилки. При этом давление управления  $p_{\text{упр}}$  снижается, что приводит к возврату золотника гидрораспределителя P1 влево и восстановлению рабочего направления вращения гидромоторов M1 и M2. При такой циклограмме работы ОГП механизма подачи оператор не участвует в регулировании направления вращения, а реверсирование вращения гидромоторов обеспечивается средствами гидроавтоматики гидрораспределителей P1 и P2.

Гидравлическая принципиальная схема ОГП с последовательным поступлением РЖ к гидромоторам M1 и M2 приведена на рис. 3. В таком варианте схема существенно упрощена за счет исключения дросселей с обратными клапанами и количества рукавов высокого давления. Регулирование частоты вращения гидромоторов может быть реализовано при установке дросселя DR1 на параллельном потоке.

Автоматизация работы ОГП с помощью устройств электрогидроавтоматики представлена на рис. 4. Гидрораспределитель P1 снабжен

электромагнитной системой управления, давление РЖ контролируется с помощью реле давления РД, а электронный блок управления БУ обеспечивает подачу электропитания на магнит У при срабатывании реле давления РД. При этом золотник гидрораспределителя P1 смещается вправо, обеспечивая реверсивное вращение гидромоторов M1 и M2. С помощью блока БУ настраивают время работы в реверсивном режиме, например, на 3–5 с, а затем автоматически отключают электропитание У магнита, что приводит к рабочему направлению вращения. Гидрораспределители (схема соединения каналов – 574) выпускаются в широком ассортименте комплектации электромагнитами постоянного и переменного тока.

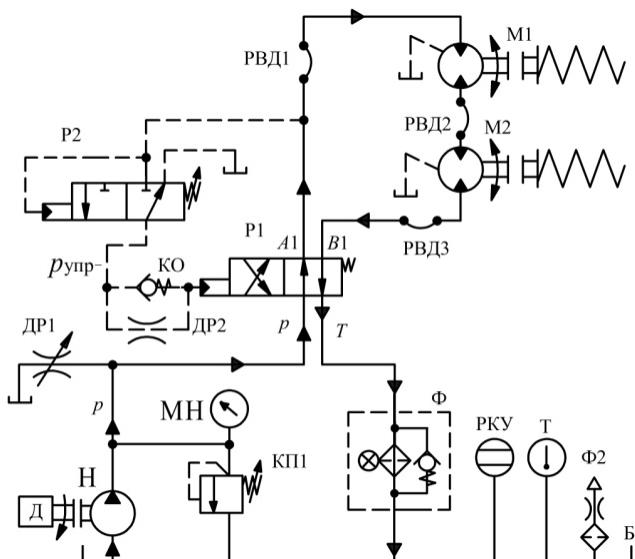


Рис. 3. Гидравлическая принципиальная схема механизма подачи древесины при последовательном подводе РЖ к гидромоторам и системой гидроавтоматики

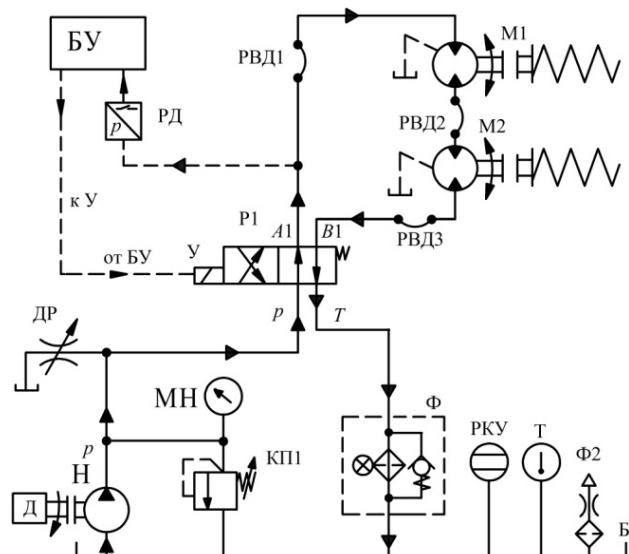


Рис. 4. Гидравлическая принципиальная схема механизма подачи древесины при последовательном подводе РЖ к гидромоторам и управлением реверсивного гидрораспределителя P1 с помощью электромагнита У и электронного блока БУ

ОГП, построенный на серийных комплектующих, в полуавтоматическом цикле работы представлен на рис. 5. Принцип действия ОГП основан на применении моноблочного гидрораспределителя типа Р80 (блок А) с использованием только одного золотника Р1 с автоматическим устройством самовозврата золотника в нейтральное положение при срабатывании встроенного предохранительного клапана КПав с гидроцилиндром управления Цав [7]. При монтаже ОГП рабочее направление вращения гидромоторов М1 и М2 должно соответствовать положению «П» (подъем) рукоятки золотника. При запуске насоса Н обеспечивается его автоматическая разгрузка от давления и РЖ сливается в гидробак Б. На рабочем режиме машины РЖ поступает к гидромоторам по каналу А1, для чего золотник гидрораспределителя Р1 оператор смещает влево (режим на подъем «П»). При достижении максимального давления порядка 11–13 МПа (из-за перегрузки шнеков гидромоторов древесиной) срабатывает предохранительный клапан КПав и с помощью гидроцилиндра Цав происходит расфиксация золотника и последний автоматически возвращается с помощью пружин в нейтральное положение, что приводит к полной остановке гидромоторов М1 и М2 и разгрузке насоса Н от давления (РЖ переливается через переливной клапан с давлением порядка 1 МПа).

С помощью встроенных предохранительных клапанов КП1 (основного) и КП2 (пилотного) производится настройка максимального давления в ОГП.

Далее оператор перемещает золотник в положение, соответствующее реверсу гидромоторов (РЖ поступает по каналу В1 вправо при смещении золотника вправо), и после начала их вращения, переводит в рабочее положение.

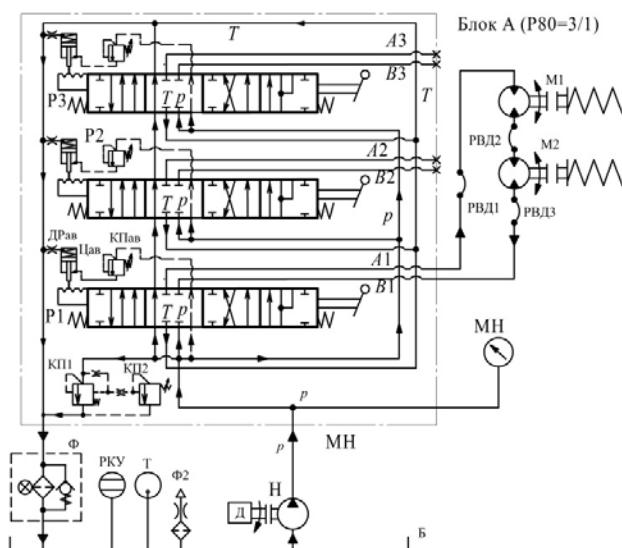


Рис. 5. Гидравлическая принципиальная схема ОГП с последовательным сообщением РЖ в гидромоторы М1 и М2 и использованием моноблочного гидрораспределителя Р80 с устройством автоматического возврата золотника секции Р1 в нейтральное положение

Гидрораспределитель Р80 следует разместить сбоку от заборного бункера машины, благодаря чему оператор при реверсировании гидромоторов будет находиться вне зоны выброса застрявших деревоматериалов. Такая схема работы ОГП успешно опробована на ряде образцов машин. Необходимость использования трехзолотникового моноблочного гидрораспределителя Р80 вместо требуемого однозолотникового вызвана ограниченностью номенклатуры выпускаемых гидрораспределителей. В перспективе возможен переход на однозолотниковый секционный гидрораспределитель модели 1РПС100 производства «Стройгидравлика» (г. Одесса), который в пятисекционном варианте успешно применяется с 2013 г. на тракторах ХТЗ в ОГП навесного оборудования [7].

На рис. 6 представлена гидравлическая принципиальная схема стеновой установки для проверки функционирования и настройки давления самовозврата золотника секции Р1 гидрораспределителя Р80.

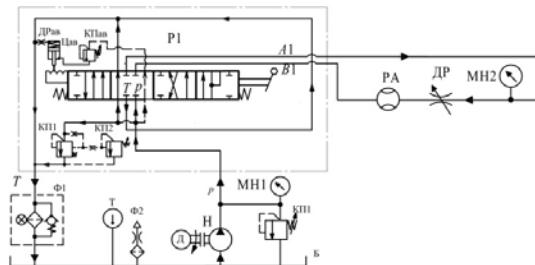


Рис. 6. Гидравлическая принципиальная схема стеновой установки для проверки функционирования и настройки давления самовозврата золотника секции Р1 гидрораспределителя Р80

Насос Н приводится во вращение приводящим электродвигателем Д, подача РЖ осуществляется через секцию Р1 гидрораспределителя Р80 (Блок А) к регулируемому дросселю ДР и далее через расходомер РА, гидрораспределитель и фильтр Ф в гидробак Б. Для контроля настройки давления перед дросселем ДР установлен манометр МН. Защита насоса от перегрузки обеспечивается стендовым предохранительным клапаном КП1. Кондиционирование РЖ обеспечивается с помощью сливного фильтра Ф1 с встроенным перепускным клапаном и индикатором загрязненности, и фильтром-сапуном Ф2. Для контроля температуры служит термометр Т.

Порядок работы стенда. При полностью закрытом дросселе ДР и положении рычага перемещения золотника гидрораспределителя в положение «П» (подъем) производят настройку предохранительного клапана КПав на давление, соответствующее переводу золотника в нейтральное положение. Обычно значение давления настройки устанавливают ниже допускаемого номинального давления для гидромотора или гидрораспределителя. При полностью открытом дросселе ДР проверяют функционирование гидрораспределителя по показаниям расходомера РА.

При экспериментальных исследованиях ОГП измельчителя руководствовались требованиями отечественных стандартов и рекомендациями ведущих мировых производителей гидрооборудования. Для повышения надежности ОГП измельчителей в эксплуатации следует учитывать современные рекомендации по выбору сорта РЖ и средств ее кондиционирования [8–13].

При расчете и выборе основных узлов ОГП в качестве исходных данных используют значения крутящего момента, который необходимо преодолевать гидромоторам привода подачи древесины, и частоты их вращения. Эти данные являются основополагающими при расчете и выборе рабочих объемом насоса и гидромоторов. Номенклатура современных шестеренных насосов и героторных гидромоторов приведена в [14–19].

*Расчет ОГП подачи измельчителя.* Анализ предлагаемых современных технических решений в области ОГП, рекомендаций по выбору отдельных компонентов, требований по эксплуатации с учетом достижения высокого уровня надежности и экономичности, а также учета функционально-стоимостных параметров продукции, позволяют предложить следующий алгоритм расчета ОГП и выбора отдельных гидроустройств [1]:

1. Предварительный выбор сорта РЖ на основе удовлетворения требований по температурам окружающей среды и собственно РЖ, по пожароопасности и защите окружающей среды.

2. Расчет основных параметров гидромотора, удовлетворяющих требованиям по нагрузке (крутящему моменту) и диапазону изменения частоты вращения.

3. Определение основных параметров насоса и приводящего двигателя.

4. Выбор насоса и гидромотора с учетом обеспечения работы ОГП в зоне оптимального КПД.

5. Уточнение специфических требований, предъявляемых к гидромоторам по минимальной и максимальной частотам вращения, возможности восприятия нагрузок на вал, динамическим нагрузкам, быстродействию, частоте реверса.

6. Расчет и выбор гидроустройств реверсирования направления и регулирования расхода и давления РЖ (гидрораспределителей, дросселей, гидроклапанов давления).

7. Расчет и выбор гидроаппаратуры защиты от перегрузок (предохранительных клапанов и устройств для разгрузки насосов).

8. Подбор средств управления ОГП на основе учета требований к способам регулирования скорости и средствам их реализации: машинное регулирование рабочего объема насоса или гидромотора; дроссельное регулирование; ручное или дистанционное управление; степень автоматизации управления.

9. Расчет и подбор средств кондиционирования РЖ (гидробака, системы фильтрации, теплообменных аппаратов – охладителей и нагревателей).

10. Разработка системы диагностирования ОГП.

11. Подбор приборов контроля параметров ОГП – преобразователей давления, частоты вращения, перемещения, температуры, чистоты и уровня РЖ.

12. Выбор трубопроводов и рукавов высокого давления.

13. Предварительная оценка надежности ОГП.

14. Анализ требований к эксплуатации и техническому обслуживанию ОГП.

15. Проработка альтернативных вариантов решения задачи.

16. Сравнение вариантов ОГП по цене, надежности и срокам поставки (функционально-стоимостной анализ). Выбор оптимального варианта ОГП.

Порядок расчета ОГП вращательного движения с гидромотором.

1. Определение рабочего объема гидромотора проводят в два этапа. Предварительно рабочий объем определяют на основании заданного крутящего момента внешней статической нагрузки и предварительного выбора типа гидромотора (конструкции и его технических характеристик по номинальным значениям частоты вращения, давления и гидромеханического КПД):

$$V_{m,\text{предв}} = 0,5 \frac{M_{\sum 2m}}{0,159 \Delta p_{m,\text{предв}} \cdot \eta_{mgm,\text{предв}}}, \text{ см}^3, \quad (1)$$

где 0,5 – коэффициент, показывающий на использование двух гидромоторов привода подачи;

$M_{\sum 2m}$  – крутящий момент внешней статической нагрузки, равный развиваемому двумя гидромоторами (значение суммарного крутящего момента задается проектантом машины, в качестве привода рабочего органа которой планируется установка ОГП), Н·м;

$\Delta p_{m,\text{предв}}$  – предварительно задаваемый перепад давлений на гидромоторе исходя из применения тихоходных героторных конструкций и при последовательном соединении гидромоторов;

$\eta_{mgm,\text{предв}}$  – гидромеханический КПД гидромотора, значение которого для героторного гидромотора находят в каталоге;

2. Полученное по формуле (1) значение рабочего объема  $V_{m,\text{предв}}$  округляют до ближайшего большего значения  $V_m$  из номенклатурного ряда гидромоторов, приводимых изготовителем в каталоге.

3. На основании уточненного значения рабочего объема и соответствующего значения гидромеханического КПД (обычно в каталогах изготовителей гидромоторов приводят зависимости изменения гидромеханического КПД от перепада давлений и частоты вращения) определяют фактический (рабочий) перепад давлений на гидромоторе:

$$\Delta p_m = 0,5 \frac{M_{\sum 2m}}{0,159 \cdot V_m \cdot \eta_{mgm}}, \text{ МПа}, \quad (2)$$

где  $\eta_{\text{нГМ}}$  – гидромеханический КПД гидромотора.

Если полученное значение перепада ниже номинального значения для выбранного гидромотора, то выбор гидромотора по рабочему объему проведен корректно. Для обеспечения повышенной долговечности ОГП и в случае отсутствия ограничений по габаритам и массе необходимо задаваться давлением и частотой вращения не более 75% от номинального значения.

4. Определяют перепад давлений, развиваемый насосом, для обеспечения функционирования гидромотора с заданной внешней нагрузкой и при работе в замкнутой цепи циркуляции РЖ:

$$\Delta p_h = 2\Delta p_m + 2\Delta p_{\text{потерь}}, \text{ МПа}, \quad (3)$$

где  $\Delta p_{\text{потерь}}$  – гидравлические потери давления при течении РЖ в трубопроводе (между насосом и первым гидромотором и вторым гидромотором и гидробаком). Эти потери подлежат гидравлическому расчету и их значение не должно превышать 5 % от рабочего давления на выходе насоса для обеспечения высокого значения общего КПД ОГП.

5. Определяют расход, который необходимо подвести к гидромотору от насоса для обеспечения максимальной скорости рабочего органа:

$$Q_h = Q_m = 0,5 \frac{10^{-3} \cdot V_p \cdot n_{\text{макс}}}{\eta_{\text{ом}}}, \text{ л/мин}, \quad (4)$$

где 0,5 – коэффициент, показывающий на использование двух последовательно сообщаемых гидромоторов привода подачи;

$Q_h$  – подача насоса (фактическая, с учетом коэффициента подачи), л/мин;

$n_{\text{макс}}$  – максимальная частота вращения гидромотора, мин<sup>-1</sup>;

$\eta_{\text{ом}}$  – объемный КПД гидромотора, определяемый как частное от деления общего КПД на гидромеханический:

$$\eta_{\text{ом}} = \eta_m / \eta_{\text{нГМ}}. \quad (5)$$

6. Определяют максимальную теоретическую подачу насоса:

$$Q_{\text{нТ}} = Q_h / \eta_{\text{он}}, \text{ л/мин}, \quad (6)$$

где  $\eta_{\text{он}}$  – коэффициент подачи насоса, значение которого находят в каталоге.

7. Определяют рабочий объем насоса (предварительно), обеспечивающий требуемую подачу РЖ при заданной максимальной частоте вращения приводящего двигателя:

$$V_{h,\text{предв}} = k \cdot \frac{10^3 \cdot 2Q_{\text{нТ}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ см}^3, \quad (7)$$

где  $n_{\text{дв}}$  – максимальная частота вращения приводящего двигателя насоса, мин<sup>-1</sup>;

$k = 1,05 - 1,1$  – коэффициент запаса, учитывающий износ гидромашин при эксплуатации.

Рабочий объем насоса уточняют по каталогу, округляя до ближайшего большего значения из номенклатурного ряда.

8. Определяют максимальную механическую мощность ОГП (встречаются также термины – выходная, эффективная и полезная мощность):

$$P_{\text{пол}} = \frac{M_{\sum_{2m}} \cdot n_{\text{макс}}}{9550}, \text{ кВт}, \quad (8)$$

где значения крутящего момента  $M_{\sum_{2m}}$  [Н·м] и частоты вращения  $n_{\text{макс}}$  [мин<sup>-1</sup>] являются заданным.

9. Определяют максимальную потребляемую основным насосом мощность:

$$P_{\text{потреб}} = \frac{2Q_{\text{нТ}} \cdot \Delta p_h}{60 \cdot \eta_{\text{нГМ}}}, \text{ кВт}, \quad (9)$$

где  $\Delta p_h$  – перепад давлений на насосе (3), МПа;

$\eta_h$  – КПД насоса (общий или полный);

$\eta_{\text{нГМ}}$  – гидромеханический КПД насоса, определяемый как частное от деления общего КПД насоса на коэффициент подачи:

$$\eta_{\text{нГМ}} = \eta_h / \eta_{\text{он}}. \quad (10)$$

10. Определяют общий КПД ОГП:

$$\eta_{\text{огп}} = P_{\text{пол}} / P_{\text{потреб}}. \quad (11)$$

11. Определяют установочную мощность приводящего двигателя с применяемым на практике коэффициентом запаса:

$$P_{\text{дв}} = 1,3 \cdot P_{\text{потреб}}, \text{ кВт}. \quad (12)$$

12. Выбор диаметра трубопроводов.

Внутренний диаметр трубопровода определяют по формуле:

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{2Q_{\text{нТ}}}{[v]}}, \text{ мм}, \quad (13)$$

где  $[v]$  – допускаемая скорость течения РЖ в нагнетательных, сливном и всасывающем трубопроводах, м/с, [20].

13. Для расчета выделяемой тепловой мощности принимают упрощенный метод путем определения потерь пропорционально потребляемой мощности насоса ОГП для дроссельного способа регулирования скорости [8].

В основе математической модели ОГП лежат уравнения неразрывности и закон Паскаля для РЖ и третий закон Ньютона для системы «гидромотор-

нагрузка со стороны рабочего органа». Расчетные формулы для определения давления в линии нагнетания насоса и частоты вращения гидромотора имеют вид [2]:

$$\frac{dp_h}{dt} \frac{V_{0h}}{E} = W_h \omega_h - p_h C_{h,up} - W_m \omega_m - p_h C_{m,up}, \quad (14)$$

$$p_h = \int_0^t \frac{E}{V_{0h}} \cdot [W_h \omega_h - W_m \omega_m - p_h (C_{h,up} + C_{m,up})] dt,$$

$$M_m - M_c = J_\Sigma \cdot \frac{d\omega_m}{dt}; \quad W_m \cdot p_m \cdot \eta_{MGM} - M_c = J_\Sigma \cdot \frac{d\omega_m}{dt}, \quad (15)$$

$$\omega_m = \int_0^t \frac{1}{J_\Sigma} [W_m \cdot p_m \cdot \eta_{MGM} - M_c] dt,$$

где  $p_h$  и  $p_m$  – давление нагнетания насоса и гидромотора (при коротких длинах трубопроводов принимают  $p_m \approx p_h$ );

$V_{0h}$  – объем РЖ в выходной полости насоса (трубопроводе между насосом и гидромотором, и «мертвых» объемах последних);

$W_h = V_{ph} / 2\pi$  и  $W_m = V_{pm} / 2\pi$  – характерные объемы насоса и гидромотора с рабочим объемом  $V_{ph}$  и  $V_{pm}$ , см<sup>3</sup>/рад;

$\omega_h = 2\pi \cdot n_h / 60$  – угловая скорость насоса, рад/с, ( $n_h$  – частота вращения насоса, мин<sup>-1</sup>);

$C_{h,up}$  и  $C_{m,up}$  – коэффициенты внешних и внутренних утечек РЖ в насосе и гидромоторе, соответственно, см<sup>3</sup>/с·МПа;

$M_c$  и  $M_m = W_m \cdot p_m \cdot \eta_{MGM}$  – момент сопротивления (нагрузка со стороны рабочего органа [Н·м]) и крутящего момента, развиваемого гидромотором с гидромеханическим КПД ( $\eta_{MGM}$ ), Н·м/рад;

$J_\Sigma$  – суммарный момент инерции гидромотора и рабочего органа, приведенные к валу гидромотора, Н·м·с<sup>2</sup>/рад<sup>2</sup>.

**Выходы.** Технология автоматического прекращения подачи древесных отходов в зону резания может быть реализована путем использования средств гидроавтоматики или электрогидроавтоматики. Для отечественных объемных гидроприводов подачи древесных отходов в зону резания могут быть рекомендованы золотниковые гидрораспределители с функцией самовозврата при достижении максимального давления, например, модели Р-80 и 1РПС100. Для исследования динамических характеристик гидропривода представляется удобной математическая модель с ее численной реализацией в пакете VisSim, предложенная специалистами НТУ «ХПИ».

#### Список литературы

- Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. *Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник /* ред. Аврунін Г. А. Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.
- Фінкельштейн З. Л., Яхно О. М., Чебан В. Г., Лур'є З. Я., Чекмасова І. А. *Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода: учебн. пособ.* Київ: НТУ «КПІ», 2006. 216 с.
- Лур'є З. Я., Цента Е. Н., Панченко А. И. Динамика двухмерной системы управления мекатронного гидроагрегата навесным оборудованием трактора. *Промислова гіdraulika i пневматика.* 2017. № 3 (57). С. 29–46.
- Систук В. А., Богачевский А. А., Шумский В. Ю. Возможности использования программы имитационного моделирования PTV VISSIM для подготовки специалистов по направлениям «Транспортные технологии» и «Автомобильный транспорт». *Інформаційні технології і засоби навчання.* 2016. Т. 52, № 2. С. 93–107.
- Сизый Ю. А., Сталинский Д. В., Любимый Ю. Н. *Динамика и компьютерное моделирование металорежущих станков: лабораторно-компьютерный практикум.* Харьков: Индустрія, 2013. 104 с.
- Клиничев Н. В. *Моделирование систем в программе VisSim. Справочная система.* Челябинск: ЮУрГУ, 2001. Архив offline версий: vsmhlpru.chm.
- Аврунін Г. А., Аносов В. И., Рулев В. Н., Самородов В. Б. Модернизация объемных гидроприводов навесного оборудования колесных тракторов ПАО «ХТЗ им. С. Орджоникидзе». *Промислова гіdraulika i пневматика.* 2014. № 4 (46). С. 71–82.
- Oil/Air Cooler Units. Mobil series with DC motor. OK-ELD Type.* HYDAC International. Catalogue 02, Section 10, Brochure E 5.805.0/01.02. 8 р.
- Гуськов С. А. Гидравлические приводы вентиляторов систем охлаждения. *Строительные и дорожные машины.* 2006. № 11. С. 26–28.
- Рекомендации по работе с гидросистемами.* HZ.00.A1.50. Danfoss 05/2000. 44 р.
- Советы и информация по выбору оптимального гидравлического фильтра. FSP Fluid System Partners GmbH. Filtration division. ARGO. 9107115.e/03.02/4.0. 22 с.
- Applications Manual.* Section 3: Fluids and Filtration. SAUER-DANFOSS. BLN-9887. 1997. 28 р.
- MOBIL. Каталог автомобильных и индустриальных масел.* MOBIL. 2003. 21 с.
- Hydraulic pumps, motors & Filters.* CASAPPA S.p.A. Fluid Power Design www.casappa.com. DOC 05 RR. 05/02/2014. 36 р.
- IGP INTERNAL GEAR PUMPS.* Series 10. Duplomatic Hydraulics. Duplomatic Oleodinamica SpA. 12 100/298 ED. 20 р.
- KAPPA. Hydraulic gear pumps and motors two piece cast iron housing.* CASAPPA Fluid Power Desine K 03 T A, Replaces: K 02 T A, Edition. 03/03.2006. 108 р.
- Аврунін Г. А., Мороз І. Й., Кучер В. Г., Самородов В. Б., Твердохлеб Е. В., Шевцов В. М. Героторные гидромоторы фирмы «WHITE HYDRAULICS» (США) – технические характеристики и методика расчета рабочего объема для мобильной машины. *Промислова гіdraulika i пневматика.* 2011. № 4 (34). С. 88–92.
- DISC VALVE HYDRAULIC MOTORS TYPE MS, MSY, MT, MV. M+S HYDRAULIC.* Helicon<sub>92</sub>. 2007. 59 р.
- Мобільна гідравліка, мобільна електроніка, приводи. Обзор программи. Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company RRS 90 112/08.02. Printed in Poland. 88 с.
- ДСТУ 4413:2002. *Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування (ISO 4413:1998, IDT) /* Нац. Стандарт України. Київ: Держспоживстандарт України, 2005. 34 с.

#### References (transliterated)

- Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Samorodov V. B. *Hidravlichne obladannya budivelnikh ta dorozhnikh mashyn* [Hydraulic equipment for construction and road machines]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2016. 438 p.
- Finkel'steyn Z. L., Yakhno O. M., Cheban V. G., Lur'e Z. Ya., Chekmasova I. A. *Raschet, proektirovaniye i ekspluatatsiya ob'emyogo gidropriyvoda* [Calculation, design and operation of the volumetric hydraulic drive]. Kiev, NTU "KPI" Publ., 2006. 216 p.
- Lur'e Z. Ya., Tsenta E. N., Panchenko A. I. *Dinamika dvukhmernoy sistemy upravleniya mekhatronnogo hidroagregata navesnym oborudovaniem traktora* [Dynamics of a two-dimensional control

- system of a mechatronic hydraulic unit with tractor attachments equipment]. *Promislova gidravlika i pnevmatika*. 2017, no. 3 (57), pp. 29–46.
4. Sistuk V. A., Bogachevskiy A. A., Shumskiy V. Yu. Vozmozhnosti ispol'zovaniya programmy imitatsionnogo modelirovaniya PTV VISSIM dlya podgotovki spetsialistov po napravleniyam "Transportnye tekhnologii" i "Avtomobil'nyy transport" [Possibilities of using the program of simulation modeling PTV VISSIM for training specialists in the courses of "Transport technology" and "Road transport"]. *Informatsiyi tekhnologii i zasobi navchannya*. 2016, vol. 52, no. 2, pp. 93–107.
  5. Sizyy Yu. A., Stalinskiy D. V., Lyubimyy Yu. N. *Dinamika i kompyuternoe modelirovanie metallorezhushchikh stankov* [Dynamics and computer simulation of machine tools]. Kharkov, Industriya Publ., 2013. 104 p.
  6. Klinachev N. V. *Modelirovaniye sistem v programme VisSim: Spravochnaya sistema* [Modeling of systems in program VisSim: Help System]. Chelyabinsk, YuUrGU Publ., 2001. Available at offline version: vsmhlpru.chm.
  7. Avrunin G. A., Anosov V. I., Rulev V. N., Samorodov V. B. Modernizatsiya ob'emnykh gidroprivodov navesnogo oborudovaniya kolesnykh traktorov PAO "KhTZ im. S. Ordzhonikidze" [Modernization of volumetric hydraulic drives of attached equipment of wheeled tractors PJSC "HTZ im. S. Ordzhonikidze"]. *Promislova gidravlika i pnevmatika*. 2014, no. 4 (46). pp. 71–82.
  8. *Oil/Air Cooler Units. Mobil series with DC motor. OK-ELD Type*. HYDAC International. Catalogue 02, Section 10, Brochure E 5.805.0/01.02. 8 p.
  9. Gus'kov S. A. Gidravlicheskie privody ventilyatorov sistem okhlagazdeniya [Hydraulic drives of cooling systems fans]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2006, no. 11, pp. 26–28.
  10. Recomendatsii po rabote s gidrosistemami [Recommendations for working with hydraulic systems]. HZ.00.A1.50. Danfoss 05/2000. 44 p.
  11. Sovety i informatsiya po vyboru optimal'nogo gidravlicheskogo fil'tra [Tips and information for choosing the best hydraulic filter]. FSP Fluid System Partners GmbH. Filtration division. ARGO. 9107115.e/03.02/4.0. 22 p.
  12. Applications Manual. Section 3: Fluids and Filtration. SAUER-DANFOSS. BLN-9887. 1997. 28 p.
  13. MOBIL. Katalog avtomobil'nykh i industrial'nykh masel [MOBIL. Catalog of automotive and industrial oils]. MOBIL. 2003. 21 p.
  14. Hydraulic pumps, motors & Filters. CASAPPA S.p.A. Fluid Power Design www.casappa.com. DOC 05 RR. 05/02/2014. 36 p.
  15. IGP INTERNAL GEAR PUMPS. Series 10. Diplomatic Hydraulics. Diplomatic Oleodinamica SpA. 12 100/298 ED. 20 p.
  16. KAPPA. Hydraulic gear pumps and motors two piece cast iron housing. CASAPPA Fluid Power Desine K 03 T A, Replaces: K 02 T A, Edition. 03/03.2006. 108 p.
  17. Avrunin G. A., Moroz I. I., Kucher V. G., Samorodov V. B., Tverdokhleb E. V., Shevtsov V. M. Gerotornye gidromotory firmy "WHITE HYDRAULICS" (SSH) – tekhnicheskie kharakteristiki i metodika rascheta rabochego ob'ema dlya mobil'noy mashiny [Gerotor hydromotors of the company "WHITE HYDRAULICS" (USA) – technical characteristics and methods of calculating the working volume for a mobile machine]. *Promislova gidravlika i pnevmatika*. 2011, no. 4 (34), pp. 88–92.
  18. DISC VALVE HYDRAULIC MOTORS TYPE MS, MSY, MT, MV, M+S HYDRAULIC. Helicono. 2007. 59 p.
  19. Mobil'naya gidravlika, mobil'naya elektronika, privody. Obzor programmy [Mobile hydraulics, mobile electronics, drives. Program overview]. Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company RRS 90 112/08.02. Printed in Poland. 88 p.
  20. DSTU 4413:2002. Hidropryvody ob'yemni. Zahal'ni pravyla zastosuvannya [State Standart 4413:2002. Volumetric hydraulic drives. General rules of application]. Kyiv: Ukrainian Research and Training Center of Standardization, Certification and Quality Publ., 2005. 34 p.

Поступила (received) 17.04.2019

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

**Аврунін Григорій Аврамович** (*Аврунін Григорій Аврамович, Avrunyn Hryhoriy Avramovych*) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Метрологія та безпека життєдіяльності»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>; e-mail: griavrunun@ukr.net

**Самородов Вадим Борисович** (*Самородов Вадим Борисович, Samorodov Vadym Borysovych*) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Автомобіле- та тракторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/orcid 0000-0002-2965-5460>; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com

**Пеліпенко Євген Сергійович** (*Пеліпенко Євгеній Сергеевич, Pelypenko Evhenyi Serheevych*) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Автомобіле- та тракторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8988-791X>; e-mail: PelipenkoEugene@gmail.com

**Мороз Ірина Іванівна** (*Мороз Ірина Івановна, Moroz Yryna Yvanovna*) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри «Вища математика»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5950-2089>; e-mail: irinamoroz25.01@ukr.net

A. YEFIMOV, T. YESYOPENKO, T. HARKUSHA, V. KAVERTSEV, T. BERKUTOVA

## COMPUTER-INTEGRATED COMPONENTS OF THE AUTOMATED DECISION-MAKING SUPPORT SYSTEM FOR OPERATIONAL AND MAINTENANCE PERSONNEL OF NUCLEAR POWER PLANT UNITS WITH WWER

The purpose of this article is to describe the results of the research aimed at developing computer-integrated components of one of the ADMSS variants for operational and maintenance personnel of NPP units according to the criterion of technical and economic efficiency, taking into account the diagnostics of the technical equipment state based on the simulation model describing by means of up-to-date mathematical methods the technological processes in the main and auxiliary equipment of power units using up-to-date mathematical methods at the level of detailing, corresponding to their principle and deployed thermal schemes. The results of studies aimed at the development of computer-integrated components of the automated decision-making support system (ADMSS) for operational and maintenance personnel of NPP units by the criterion of technical and economic efficiency, taking into account the diagnostics of the state of the power unit equipment, are presented. The general structure of the software package interaction for the analysis of the performance and parameter diagnostics of NPP units with WWER has been developed. When creating the software package, the integrated programming environment Microsoft Visual Studios was used. The structure of the program block for the parameter diagnostics of the equipment of nuclear power units is presented. The main types of problems arising during the operation of NPP units with WWER, that can be solved with the help of the developed ADMSS are considered, and a form for presenting the results to the operational and maintenance personnel of power units is proposed. Developed on the basis of the described computer-integrated components, the automated decision-making support system for the operational and maintenance personnel of NPP power units can be used to solve a wide range of problems arising in the practice of short-, medium- and long-term control of the operation modes of power unit systems and equipment, including obtaining operational (energy) characteristics of power unit systems and equipment, optimizing operation modes and parameters, diagnosing and forecasting technical state of power equipment, predicting the amount of electrical and thermal energy generated by a power unit, as well as optimizing NPP repair cycles.

**Keywords:** computer-integrated components, automated decision-making support system, nuclear power plant units with WWER, software package, simulation model, parameter diagnostics.

O. В. ЄФІМОВ, Т. О. ЄСИПЕНКО, Т. А. ГАРКУША, В. Л. КАВЕРЦЕВ, Т. І. БЕРКУТОВА

## КОМП'ЮТЕРНО-ІНТЕГРОВАНІ КОМПОНЕНТИ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ПІДТРИМКИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ ДЛЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОГО ТА РЕМОНТНОГО ПЕРСОНАЛУ ЕНЕРГОБЛОКІВ АЕС З ВВЕР

Метою статті є опис результатів досліджень, які направлені на розробку комп'ютерно-інтегрованих компонентів одного з варіантів АСППР для експлуатаційного і ремонтного персоналу енергоблоків АЕС за критерієм техніко-економічної ефективності з урахуванням діагностики технічного стану устаткування на базі імітаційної моделі, що описує за допомогою сучасних математичних методів технологічні процеси в основному і допоміжному устаткуванні енергоблоків на рівні деталізації, яка відповідає їх принциповим і розгорнутим тепловим схемам. Представлені результати досліджень, які направлені на розробку комп'ютерно-інтегрованих компонентів автоматизованої системи підтримки прийняття рішень (АСППР) для експлуатаційного і ремонтного персоналу енергоблоків АЕС за критерієм техніко-економічної ефективності з урахуванням діагностики стану устаткування енергоблоків. Розроблена загальна структура взаємодії блоків програмного комплексу для аналізу ефективності роботи і параметричної діагностики енергоблоків АЕС з ВВЕР. При створенні програмного комплексу використовувалось інтегроване середовище програмування Microsoft Visual Studios 6. Представлена структура блоку програм параметричної діагностики устаткування енергоблоків АЕС. Розглянуто основні типи задач, що виникають при експлуатації енергоблоків АЕС з ВВЕР, які можуть бути вирішені за допомогою розробленої АСППР і запропонована форма представлення результатів для експлуатаційного і ремонтного персоналу енергоблоків. Розроблена на основі описаних комп'ютерно-інтегрованих компонентів автоматизована система підтримки прийняття рішень експлуатаційним і ремонтним персоналом енергоблоків АЕС може бути використана для вирішення широкого діапазону задач, що виникають в практиці кратко-, середнє- і довгострокового управління режимами роботи систем і устаткування енергоблоків, в тому числі для отримання експлуатаційних (енергетичних) характеристик систем і устаткування енергоблоків, оптимізації режимів і параметрів їх роботи, діагностики і прогнозування технічного стану устаткування енергоблоків, прогнозування кількості виробки енергоблоком електричної і теплової енергії, оптимізації ремонтних циклів на АЕС.

**Ключові слова:** комп'ютерно-інтегровані компоненти, автоматизована система підтримки прийняття рішень, енергоблок АЕС з ВВЕР, комплекс програм, імітаційна модель, параметрична діагностика.

A. В. ЕФІМОВ, Т. А. ЄСИПЕНКО, Т. А. ГАРКУША, В. Л. КАВЕРЦЕВ, Т. І. БЕРКУТОВА

## КОМПЬЮТЕРНО-ИНТЕГРИРОВАННЫЕ КОМПОНЕНТЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ПОДДЕРЖКИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО И РЕМОНТНОГО ПЕРСОНАЛА ЭНЕРГОБЛОКОВ АЭС С ВВЭР

Целью настоящей статьи является описание результатов исследований, направленных на разработку компьютерно-интегрированных компонентов одного из вариантов АСППР для эксплуатационного и ремонтного персонала энергоблоков АЭС по критерию технико-экономической эффективности с учетом диагностики технического состояния оборудования на базе имитационной модели, описывающей с помощью современных математических методов технологические процессы в основном и вспомогательном оборудовании энергоблоков на уровне детализации, соответствующей их принципиальным и развернутым тепловым схемам. Представлены результаты исследований, направленных на разработку компьютерно-интегрированных компонентов автоматизированной системы поддержки принятия решений (АСППР) для эксплуатационного и ремонтного персонала энергоблоков АЭС по критерию технико-экономической эффективности с учетом диагностики состояния оборудования энергоблоков. Разработана общая структура взаимодействия блоков программного комплекса для анализа эффективности работы и параметрической диагностики энергоблоков АЭС с ВВЭР. При создании программного комплекса использовалась интегрированная среда программирования Microsoft Visual Studios 6. Представлена структура блока программ параметрической диагностики оборудования энергоблоков АЭС. Рассмотрены основные типы задач, возникающих при эксплуатации

энергоблоков АЭС с ВВЭР, которые могут быть решены с помощью разработанной АСППР и предложена форма представления результатов для эксплуатационного и ремонтного персонала энергоблоков. Разработанная на основе описанных компьютерно-интегрированных компонентов автоматизированная система поддержки принятия решений эксплуатационным и ремонтным персоналом энергоблоков АЭС может быть использована для решения широкого перечня задач, возникающих в практике кратко-, средне- и долгосрочного управления режимами работы систем и оборудования энергоблоков, в том числе для получения эксплуатационных (энергетических) характеристик систем и оборудования энергоблоков, оптимизации режимов и параметров их работы, диагностики и прогнозирования технического состояния оборудования энергоблоков, прогнозирования количества выработки энергоблоком электрической и тепловой энергии, оптимизации ремонтных циклов на АЭС.

**Ключевые слова:** компьютерно-интегрированные компоненты, автоматизированная система поддержки принятия решений, энергоблок АЭС с ВВЭР, комплекс программ, имитационная модель, параметрическая диагностика.

**Introduction.** Nuclear power plant units, which are complex technical systems, are characterized by a large number of parameters, multifunctional links between them, a variety of equipment for various technological purposes and physico-chemical processes occurring in it, as well as operation under the influence of external random processes, etc. To study the parameters, characteristics and performance of NPP units as complex technical systems, methods of mathematical modeling using computer-integrated technologies for their implementation are now widely used. They make it possible to simulate the set of functional states of both systems and equipment of power units in a simulation experiment [1–26].

It should also be noted that the technological processes occurring in the equipment of NPP power units under various modes of their operation, including dynamic (transient) ones, are generally described by complex systems of nonlinear differential equations in partial derivatives. To describe the technological processes in steady-state (quasi-stationary) modes of the power unit operation, nonlinear equations with their own characteristics are used. To solve them, the use of numerous methods in the process of simulation modeling, and in some cases their linearization, makes it possible to obtain an approximate solution with the accuracy, which is sufficient for engineering practice [1, 2, 3].

**The purpose and objectives of the research.** The purpose of this article is to describe the results of the research aimed at developing computer-integrated components of one of the ADMSS variants for operational and maintenance personnel of NPP units according to the criterion of technical and economic efficiency, taking into account the diagnostics of the technical equipment state based on the simulation model describing by means of up-to-date mathematical methods the technological processes in the main and auxiliary equipment of power units using up-to-date mathematical methods at the level of detailing, corresponding to their principle and deployed thermal schemes. This simulation model, methods and approaches to its creation based on the graph theory are described in sufficient detail in [1, 3–6] and several others.

The main components of the approaches presented in these works are the simulation model that adequately describes the technological processes, both in individual elements and in the power unit as a whole, and its computer implementation in the form of an automated set of programs. The listed computer-integrated components can be considered as the basis for the creation of an automated decision-making support system (ADMSS) for operational and maintenance personnel of NPP units, which allows to perform:

- calculation of the parameters of technological processes in the elements, nodes and systems of the power unit;

- parameter diagnostics of the technical state of the power unit equipment;

- calculation of the reliability and safety indicators of the systems and equipment of the power unit;

- calculation of the projected electricity and heat generated by the power unit in a given period of operation;

- calculation of the technical and economic indicators of the unit efficiency;

- calculation of the performance indicators of repair work (repair cycles) at the power unit.

The effectiveness of using such ADMSS in the process of operation of NPP units as parts of their APSCS, the accuracy and number of decision-making options offered by the system significantly depend on the level of the unit simulation model detailing and the accuracy of the mathematical methods used in the computer programs of the above-mentioned calculations to describe the technological processes in the equipment of the units.

#### Computer-Integrated Components of ADMSS.

Based on the simulation model of the NPP power unit with WWER-1000 (Fig. 1), computer-integrated components of ADMSS were developed as a set of computer programs for analyzing technical and economic efficiency of operation and parameter diagnosing the technical state of two-loop cycle NPP unit equipment.

These components are used for a new, more advanced version of the automated complex of programs for analyzing the operation of two-loop cycle NPP units [6], expanded by developing programs for computing diagnostic parameters of the main and auxiliary equipment of power units.

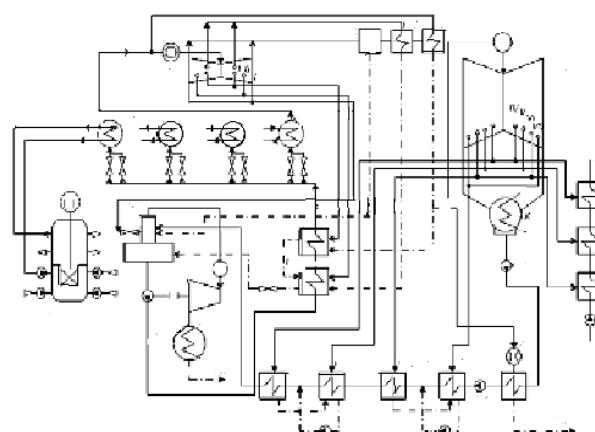


Fig. 1. Scheme of NPP power unit with WWER-1000 (water-water energy reactor)

The structure of individual components (blocks) of the automated computer program complex for analyzing technical and economic efficiency of operation and parameter diagnosing NPP power units with WWER is shown in Fig. 2. When creating it we used the Microsoft Visual Studio 6 development environment and the algorithmic language Fortran 95 as integrated programming environment, as in [6], which proved to be quite good as software tools when creating software packages for computing the parameters of technological processes in complex technical systems.

This set of programs, which is controlled by the MAIN file (Fig. 2), can be divided into two parts: conservative and operational, which is quite typical for automated decision-making support systems for operational personnel of power facilities as complex technical systems [6].

The conservative part of the program complex, which provides the adequate description of the technological processes in the systems and equipment of the NPP power unit at different operation modes, includes:

- a database operation block n which is used to store the information accumulating during the operation of the power unit (Fig. 2);

- a block for processing information about the values

of the parameters and characteristics of technological processes in the power equipment received from the instrumentation of the power unit (Fig. 2);

- a block for identifying the simulation model with the actual technical state of the power unit equipment (Fig. 2);

- a block of the modification of the structure and parameters of thermal power unit scheme (TS) that provides for connecting, disconnecting, switching, replacing, eliminating and including equipment into the TS, as well as entering and correcting the initial data necessary to compute the parameters of the technological processes in the power unit equipment (Fig. 2).

The operational part of the program complex, which provides the computation of parameters in the power unit systems and equipment, contains the following program blocks:

- a block of programs for computing parameters, characteristics and indicators in the reactor plant equipment by means of the corresponding algorithms given in [2, 3], including programs for computing thermal and hydraulic parameters and characteristics of the heating agent in the primary loop equipment, in particular, in main circulation pumps, as well as working substance in steam generators;

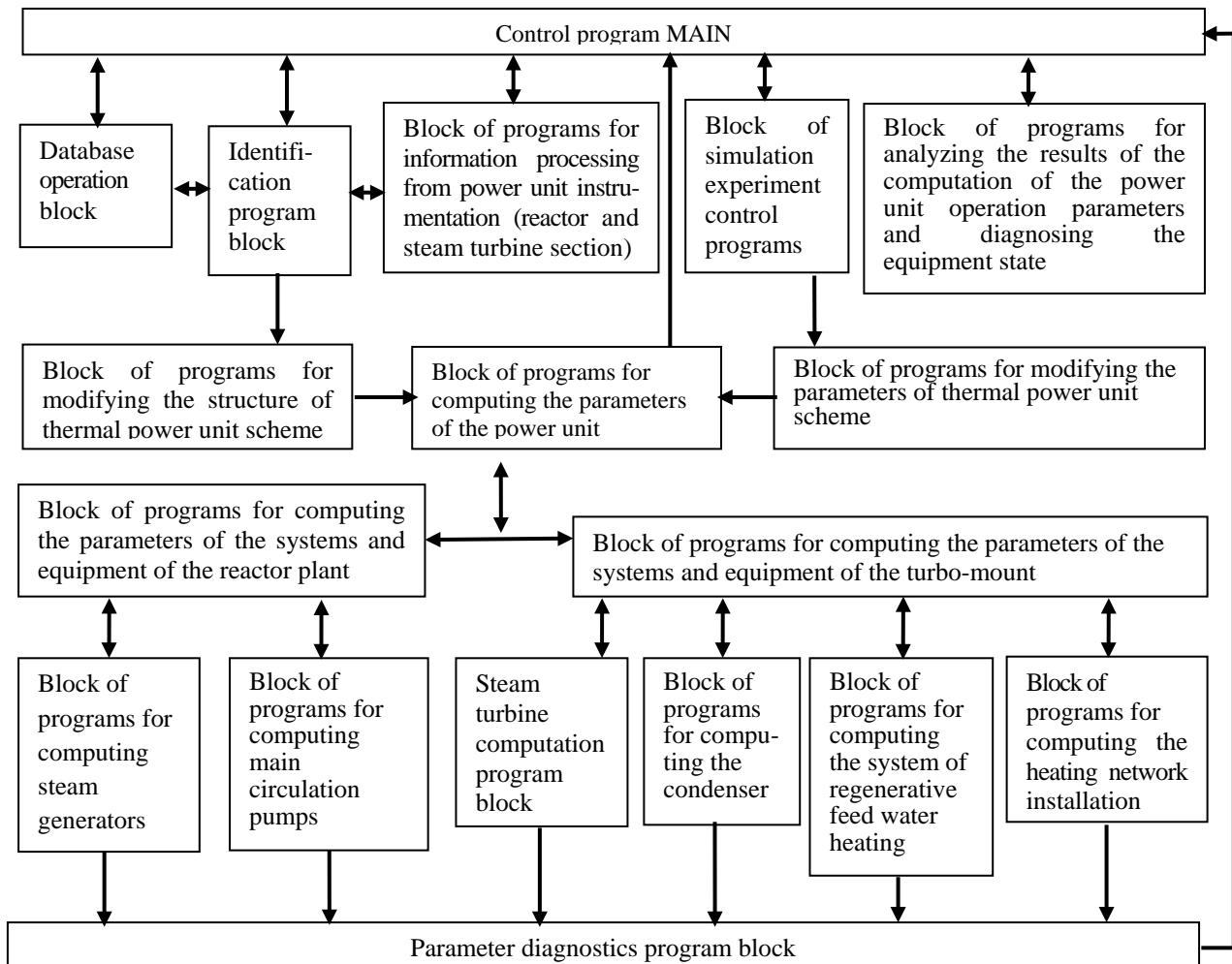


Fig. 2 The structure of the interaction of components (blocks) of the automated system performance analysis and parameter diagnostics of NPP power units with WWER

- blocks of programs for computing the parameters, characteristics and indicators of the turbine installation by means of the corresponding algorithms given in [2, 3], including: a block of programs for computing the parameters, characteristics and indicators in the flow sections of the main turbine and the turbo drive of the feed pump;

- blocks of programs for computing the parameters, characteristics and indicators in the systems of condensation and regenerative heating of the main condensate and feed water;

- a block of programs for computing the parameters, characteristics and indicators in the system for heating the network water (heating system);

- a block of programs for the parameter diagnostics of the main and auxiliary equipment in the power unit, created on the basis of the approaches, methods and models described in detail in [1, 2, 3].

The structure of the parameter diagnostics program block is presented in Fig. 3.

The factors causing the deviation of diagnostic parameters (functions) from standard values for various

dimensions of the power equipment of NPP power units with WWER are summarized, systematized and entered into the database of the program complex.

The operational part of the program package for analyzing the quality of the operation of NPP units also includes a block of programs for controlling simulation experiments (Fig. 2).

The presented computer-integrated components in the form of a program complex allow to solve the following types of problems arising during the operation of NPP power units with WWER:

- problems of analyzing the influence of the equipment parameters, the structure of thermal schemes and external operating conditions on the performance of power units:

$$\Omega(\chi) = f(\chi, G^T, \Lambda, B, Y); \quad (1)$$

- problems of structural and parameter optimization of the performance indicators of power units:

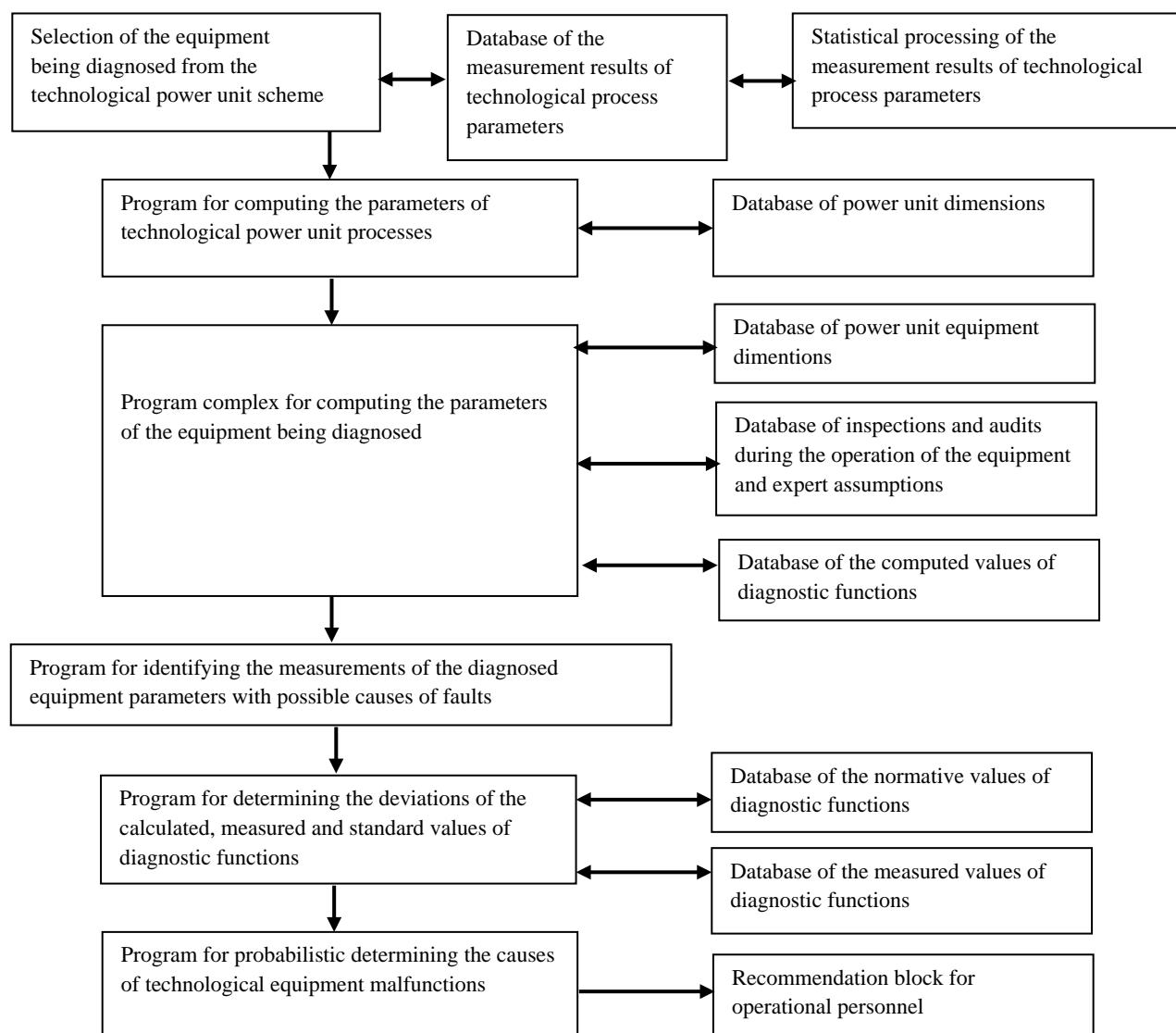


Fig. 3. Block of programs for parameter diagnostics of NPP power unit equipment with WWER

$$\text{extr} \Omega \left\{ \begin{array}{l} \Omega(\chi) | \varphi_i(\chi) = 0; X_{\min} \leq X \leq X_{\max}; Y_{\min} \leq Y \leq Y_{\max} \\ G^T \in (G_1^T, G_2^T, \dots, G_k^T); \Lambda \in (\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_s); i = \overline{1, s} \end{array} \right\}; \quad (2)$$

- problems of optimal distribution of electrical and heating loads in time  $t$  between  $n$  power plant units depending on the technical state of their equipment under various external operating conditions in order to achieve optimal performance indicators of the entire NPP:

$$\Omega_{\text{station}} = \text{extr} \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Omega_i(X_i(t), G_i^T, (t), \Lambda_i(t), Y_i(t)) \right]; \quad (3)$$

- the problems of evaluating the performance of power units during the forecast period of their operation  $t$  based on the analysis of reliability indicators  $R(t)$  (for example, probability of failure-free operation) of their thermal schemes and equipment obtained by means of technical state parameter diagnostics:

$$\{\Omega(\chi, R(t)) | \varphi_i(\chi, R(t)) = 0, \chi \in K, i = \overline{1, s}\}. \quad (4)$$

In (1)–(4)  $\Omega(\chi)$  and  $\varphi_i(\chi)$  – mathematical expressions describing the performance of the power unit as a technical system ( $\Omega(\chi)$ ) and technological processes occurring in it ( $\varphi_i(\chi)$ );

$i$  – the number of mathematical expression;

$s$  – the number of expressions in the simulation model;

$\chi = (X, Y, G^T, \Lambda, B)$  – information structure of the simulation model, in which  $X$  is the vector of independent parameters of the power unit equipment,  $Y$  is the vector of dependent parameters of the power unit equipment;

$G^T$  – technological graph;

$\Lambda = (\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_s)$  – the vector of the parameters describing the influence of external conditions of the power unit operation;

$B$  – the vector of the parameters describing the simulation detailisation level;

$K$  – the area of all possible functional states of the power unit equipment that can be described using the simulation model  $\Omega(\chi)$  and  $\varphi_i(\chi)$ .

**Discussion of the research results.** The form of presenting information in the ADMSS about the values of parameters, characteristics and technical and economic indicators of the operation modes and diagnostic results of WWER NPP units, their individual systems and equipment obtained using the developed set of programs is shown in tabl. 1–3 as a fragment of the output information about the values of parameters, characteristics and indicators of the NPP power unit with WWER-1000, PGV-1000 steam generator and K-1000-60-1500/2 (K-1000-5.9/25) turbo-installation at nominal mode operation. This form of presenting information may be modified in accordance with the specific requirements of the ADNSS users at nuclear power plants.

The analysis of the results of computing a number of specific problems of the above-mentioned types using the described complex of programs showed that their values in terms of the initial data error, caused by errors in measuring technological process parameters by means of standard instrumentation, as well as errors in formula which were used in the computation algorithms, do not exceed the limits acceptable for assessing technical and economic efficiency, reliability and safety of NPP power units.

**Conclusions.** Developed on the basis of the described computer-integrated components, the automated decision-making support system for the operational and maintenance personnel of NPP power units can be used to solve a wide range of problems arising in the practice of short-, medium- and long-term control of the operation modes of power unit systems and optimizing operation modes and parameters, diagnosing and forecasting technical state of power equipment, predicting the amount of electrical and thermal energy generated by a power unit, as well as optimizing NPP repair cycles.

Table 1 – Main indicators of power unit operation

Electric power $N$ (kW)		Specific heat consumption $q$ (kJ/(kWh))		Efficiency
net		9992,9		31,99
gross		10237,1		32,76
Total consumption of generated steam $G$ (kg/h)	Pressure of generated steam $P$ (atm)	Temperature of generated steam $T$ (°C)	The degree of dryness of the generated steam $X$	Feedwater temperature at the inlet to steam generator $T$ pit (°C)
6430000,0	61,98	274,20	0,995	224,74

Table 2 – Reactor plant heating agent parameters

Sitename	Heating agent temperature $T$ (°C)	Heating agent pressure $P$ (atm)	Specific volume of heating agent $V$ (m³/kg)	Heating agent enthalpy $I$ (kJ/kg)
At the inlet to steam generator	319,93	158,87	0,0014698	1452,52
At the outlet of steam generator	289,81	157,66	0,0013391	1282,77
At the inlet to reactor core	290,45	162,16	0,0013399	1285,99
At the outlet of the reactor core	319,97	159,06	0,0014696	1452,73

Table 3 – T-turbo-mount computation of the process of steam expansion in turbine

Names of the elements of turbine flow part	Steam consumption $G$ (kg/h)	Vapor pressure $P$ (atm)	Steam temperature $T$ (°C)	Degree of steam dryness $X$	Steam enthalpy $I$ (kJ/kg)	Specific volume of steam $V$ (m <sup>3</sup> )	Power compartment (kW)
High pressure turbine inlet	6157865,01	58,3646	272,53	0,9954	2775,12	0,0340	169844,00
Compartment 1	5651553,03	30,5538	233,81	0,9291	2675,88	0,0620	98398,71
Compartment 2	5359023,02	19,8102	210,94	0,9041	2613,24	0,0927	87456,32
High pressure turbine outlet	5077590,02	12,6117	189,32	0,8849	2554,49	0,1404	0,00
Low pressure turbine inlet	4347883,04	11,7270	250,01	1,0000	2935,99	0,2011	126963,10
Compartment 3	4158750,03	6,6920	192,51	1,0000	2830,94	0,3151	117642,80
Compartment 4	3846209,05	3,5678	139,13	1,0000	2729,14	0,5244	210286,90
Compartment 5	3606599,07	0,9673	98,24	0,9393	2532,41	1,6715	166163,30
Compartment 6	3404928,01	0,2580	65,31	0,8940	2366,64	5,4855	126817,80
Low pressure turbine outlet	3404928,02	0,0410	29,12	0,8700	2232,62	30,1089	0,00
Pressure in the condenser $P_c = 0,03983$ atm							

## References

- Палагин А. А., Ефимов А. В., Меньшикова Е. Д. *Моделирование функционального состояния и диагностика турбоустановок*. Киев: Наук. думка, 1991. 192 с.
- Ефимов А. В., Гончаренко Л. В., Потанина Т. В., Каверцев В. Л., Меньшикова Е. Д., Гончаренко А. Л., Гаркуша Т. А., Есипенко Т. А., Молль Л. С., алъ-Тувайни А. М. *Совершенствование и оптимизация моделей, процессов, конструкций и режимов работы энергетического оборудования АЭС, ТЭС и отопительных котельных*. Харьков: НТУ «ХПІ», 2013. 376 с.
- Єфімов О. В., Пилипенко М. М., Потаніна Т. В., Каверцев В. Л., Гаркуша Т. А. *Реактори і парогенератори енергоблоків АЕС: схеми, процеси, матеріали, конструкції, моделі*. Харків: ТОВ «В спріаві», 2017. 420 с.
- Потанина Т. В., Ефимов А. В. Разработка имитационной модели энергоблока АЭС с ВВЭР-1000 для решения задач анализа, управления и диагностики. Зб. праць конф. «Моделирование-2006». Київ: Інститут проблем моделювання в енергетиці ім. Пухова НАН України, 2006. С. 217–220.
- Potanina T., Yefimov A. Symulacyjne modelowanie funkcjonowania energobloku elektrowni atomowej z reaktorem\_WWER-1000. *Nauka i studia Przemysł*. 2009. No. 2 (14). P. 59–69.
- Ефимов А. В., Кухтин Д. И., Потанина Т. В., Гаркуша Т. А., Каверцев В. Л. Автоматизированная система поддержки принятия решений эксплуатационным персоналом энергоблоков АЭС по критерию технико-экономической эффективности с учетом показателей надежности. *Ядерна та радіаційна безпека*. 2018. № 2 (78). С. 3–11.
- Анохин А. Н. Адаптивный человеко-машинный интерфейс для операторов атомных станций. Зб. наук. праць CHYEAП. 2013. № 2 (46). С. 16–24.
- Marcus G. H., Levin A. E. New designs for nuclear renaissance. *Physics Today*. 2002. Vol. 55, no. 4. P. 54–60.
- Hoffman J. M. *Nuclear new are Machine Design*. 2001. Vol. 73, no. 18. P. 93–98.
- A technical roadmap for generation IV nuclear systems: Technical roadmap report. Washington: NERAC, 2002. 112 p.
- Generation IV roadmap: Crosscutting fuels and materials R&D scope report. Issued by the Nuclear energy research advisory committee and the generation IV international forum. 2002. 76 p.
- Gardzilewicz A., Jefimow A. The heat and flow diagnostic procedure leading to a steam turbine repair Plan. Proc. 10<sup>th</sup> Conf. on Steam and Gas Turbines for Power and Cogeneration Plants. Karlovy Vary (Czech. Rep.), 1994. P. 87–93.
- Gardzilewicz A., Jefimow A. Thermal Diagnostics of Thermal Cycle Components on an Example of a Regenerative Heat Exchanger Rep. IFFM-PAS 256/94. Gdansk (Poland), 1994. P. 34–40.
- Gluch J., Gardzilewicz A. The analysis of performance of the turbine condenser with the prognosis of repair. Proc. of the International Joint Power Generation Conf. Baltimore (23-26 August 1998 p., Maryland USA). 1998. Vol. 2. P. 179–190.
- Dudek G. *Ekonomiczny rozdział obciążen z zastosowaniem algorytmów ewolucyjnych*: Rozprawa doktorska. T. 1. Częstochowa, 2002. 199 p.
- Da Costa G., Costa C., De Souza A. Comparative Studies of Optimization Methods for the Optimal Power Flow Problem. *Electric Power Systems Research*. 2000. Vol. 56. P. 249–254.
- Wei H. An Interior Point Nonlinear Programming for Optimal Power Flow Problems with A Novel Data Structure. *IEEE Trans on Power Systems*. 1998. Vol. 13, no. 3. P. 870–877.
- Miranda V., Srinivasan D., Proenca L. Evolutionary Computation in Power Systems. *Electrical Power and Energy Systems*. 1998. Vol. 20, no. 2. P. 89–98.
- Dudek G. Algorytm genetyczny jako metoda optymalizacji doboru składow jednostek wytwarzających w systemie elektroenergetycznym. *Materiały konferencyjne: «Algorytmy Ewolucyjne i Optymalizacja Globalna»*. Warszawa: Łądek Zdrój Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2000. P. 51–58.
- Shi L., Xu G. Self-Adaptive Evolutionary Programming and Its Applications to Multi-Objective Optimal Operation of Power Systems. *Electric Power Systems Research*. 2001. Vol. 57. P. 181–187.
- Kelton V. David, Low Averill M. *Simulation modeling*. St. Petersburg: Klassika, 2004. 847 p.
- Zeigler B. B., Praehofer H., Kim T. G. *Theory of Modeling and Simulation*. Academic Press, 2000. 510 p.
- Duel M. A. Conceptual foundations for building an integrated power plant control system. *Energetics and Electricity*. 2007. No. 8. P. 16–24.
- Пелих С. Н., Баскаков В. С., Цизельская Т. В. Комплексный критерий эффективности алгоритма маневрирования мощностью реактора ВВЭР-1000 в переменном режиме. *Публікації Одеського політехнічного університету*. 2009. Vol. 2 (32). P. 53–58.
- Potanina T., Efimov A. Problem of optimal load distribution between power units on the power stations. *MOTROL*. Lublin. 2009. Vol. 11A. P. 25–30.
- Кухтин Д. И., Ефимов А. В., Потанина Т. В., Гаркуша Т. А. Математические модели систем и оборудования энергоблоков электростанций для автоматизированного управления режимами их эксплуатации. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 45 (1154). P. 96–104.

## References (transliterated)

- Palagin A. A., Efimov A. V., Men'shikova E. D. *Modelirovaniye funktsional'nogo sostoyaniya i diagnostika turboustanovok* [Modeling of the functional state and diagnostics of turbo-installations]. Kiev, Nauk. Dumka Publ., 1991. 192 p.
- Efimov A. V., Goncharenko L. V., Potanina T. V., Kavertsev V. L., Men'shikova E. D., Goncharenko A. L., Garkusha T. A., Esipenko T. A., Moll' L. S., al'-Tuvayni A. M. *Sovershenstvovanie i optimizatsiya modeley, protsessov, konstruktsiy i rezhimov raboty energeticheskogo oborudovaniya AES, TES i ototip'nykh kotel'nykh* [Improvement and optimization of models, processes, designs and operating modes of the power equipment of nuclear power plants, thermal power plants and heating boilers]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2013. 376 p.

3. Yefimov O. V., Pylypenko M. M., Potanina T. V., Kavertsev V. L., Harkusha T. A. *Reaktory i paroheneratory enerhoblokiv AES: skhemy, protsesy, materialy, konstruktsiyi, modeli* [Reactors and steam generators of NPP units: circuits, processes, materials, designs, models]. Kharkiv, TOV "V spravi" Publ., 2017. 420 p.
4. Potanina T. V., Efimov A. V. Razrabotka imitatsionnoy modeli energobloka AES s VVER-1000 dlya resheniya zadach analiza, upravleniya i diagnostiki [Development of a simulation model of NPP power unit with a VVER-1000 for solving problems of analysis, control and diagnostics]. *Zb. pracz konf. "Modelirovaniye-2006"* [Collection of scientific papers of the Conf. "Modeling 2006"]. Kyiv: Institut problem modeluyvannya v energetyci im. Puxova NAN Ukrayiny Publ., 2006, pp. 217–220.
5. Potanina T., Yefimov A. Symulacyjne modelowanie funkcjonowania energobloku elektrowni atomowej z reaktorem WWER-1000 [Simulation of the operation of the power unit of the nuclear power plant WWER-1000]. *Nauka i studia. Przemysl.* 2009, no. 2 (14), pp. 59–69.
6. Efimov A. V., Kukhtin D. I., Potanina T. V., Garkusha T. A., Kavertsev V. L. Avtomatizirovannaya sistema podderzhki prinyatiya resheniy ekspluatatsionnym personalom energoblokov AES po kriteriyu tekhniko-ekonomicheskoy effektivnosti s uchetom pokazateley nadezhnosti [Automated decision-making support system for operational personnel of NPP units by the criterion of technical and economic efficiency, taking into account reliability indicators]. *Yaderna ta radiaciyna bezpeka*. 2018, no. 2 (78), pp. 3–11.
7. Anokhin A. N. Adaptivnyy cheloveko-mashinnyy interfeys dlya operatorov atomnykh stantsiy [Adaptive man-machine interface for nuclear power station operators]. *Zb. nauk. prats' SNUYaEta* [Collection of scientific papers]. 2013, no. 2 (46), pp. 16–24.
8. Marcus G. H., Levin A. E. New designs for nuclear renaissance. *Physics Today*. 2002, vol. 55, no. 4, pp. 54–60.
9. Hoffman J. M. Nuclear new are Machine Design. 2001, vol. 73, no. 18, pp. 93–98.
10. A technical roadmap for generation IV nuclear systems: Technical roadmap report. Washington, NERAC Publ., 2002. 112 p.
11. Generation IV roadmap: Crosscutting fuels and materials R&D scope report. Issued by the Nuclear energy research advisory committee and the generation IV international forum. 2002. 76 p.
12. Gardzilewicz A., Jefimow A. The heat and flow diagnostic procedure leading to a steam turbine repair Plan. *Proc. 10<sup>th</sup> Conf. on Steam and Gas Turbines for Power and Cogeneration Plants*. Karlovy Vary (Czech. Rep.). 1994, pp. 87–93.
13. Gardzilewicz A., Jefimow A. Thermal Diagnostics of Thermal Cycle Components on an Example of a Regenerative Heat Exchanger Rep. IFFM-PAS 256/94. Gdansk (Poland). 1994, pp. 34–40.
14. Gluch J., Gardzilewicz A. The analysis of performance of the turbine condenser with the prognosis of repair. *Proc. of the International Joint Power Generation Conf. Baltimore (23–26 August 1998 p., Maryland USA)*. 1998, vol. 2, pp. 179–190.
15. Dudek G. *Ekonomiczny rozdział obciążen z zastosowaniem algorytmów ewolucyjnych: Rozprawa doktorska. T. 1* [Economic load distribution using evolutionary algorithms Dr. eng. Sci. diss. Vol. 1]. Częstochowa, 2002. 199 p.
16. Da Costa G., Costa C., De Souza A. Comparative Studies of Optimization Methods for the Optimal Power Flow Problem. *Electric Power Systems Research*. 2000, vol. 56, pp. 249–254.
17. Wei H. An Interior Point Nonlinear Programming for Optimal Power Flow Problems with A Novel Data Structure. *IEEE Trans on Power Systems*. 1998, vol. 13, no. 3, pp. 870–877.
18. Miranda V., Srinivasan D., Proenca L. Evolutionary Computation in Power Systems. *Electrical Power and Energy Systems*. 1998, vol. 20, no. 2, pp. 89–98.
19. Dudek G. Algorytm genetyczny jako metoda optymalizacji doboru składu jednostek wytwórczych w systemie elektroenergetycznym [The genetic algorithm as a method of optimizing the selection of the composition of generating units in the power system]. *Materiały konferencyjne: "Algorytmy Ewolucyjne i Optymalizacja Globalna"* [Conference materials: "Evolutionary Algorithms and Global Optimization"]. Warszawa, Łądek Zdrój Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej Publ., 2000, pp. 51–58.
20. Shi L., Xu G. Self-Adaptive Evolutionary Programming and Its Applications to Multi-Objective Optimal Operation of Power Systems. *Electric Power Systems Research*. 2001, vol. 57, p. 181–187.
21. Kelton V. David, Low Averill M. *Simulation modeling*. St. Petersburg, Klassika Publ., 2004. 847 p.
22. Zeigler B. B., Praehofer H., Kim T. G. *Theory of Modeling and Simulation*. Academic Press Publ., 2000. 510 p.
23. Duel M. A. Conceptual foundations for building an integrated power plant control system. *Energetics and Electricity*. 2007, no. 8, pp. 16–24.
24. Pelikh S. N. Baskakov V. E., Tsizel'skaya T. V. *Kompleksnyy kriteriy effektivnosti algoritma manezirovaniya moshchnostyu reaktora VVER-1000 v peremennom rezhime* [A complex criterion of the efficiency of the algorithm for maneuvering with the power of a WWER-1000 reactor in a variable mode]. Publikatsiy Odes'koho politekhnichnogo universytetu [Publications of Odessa Polytechnic University]. 2009, vol. 2 (32), pp. 53–58.
25. Potanina T., Efimov A. Problem of optimal load distribution between power units on the power stations. *MOTROL*. Lublin. 2009, vol. 11A, pp. 25–30.
26. Kukhtin D. I., Efimov A. V., Potanina T. V., Garkusha T. A. Matematicheskie modeli sistem i oborudovaniya energoblokov elektrostantsiy dlya avtomatizirovannogo upravleniya rezhimami ikh ekspluatatsii [Mathematical models of systems and equipment of power generating units for automated control of their operation modes]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 45 (1154), pp. 96–104.

Received 20.04.2019

*Vідомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Єфімов Олександр В'ячеславович (Efimov Aleksandr Vyacheslavovich)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Парогенераторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3300-7447>; e-mail: AVEfimov@kpi.kharkov.ua

**Есипенко Тетяна Олексіївна (Esipenko Tetiana Oleksiyivna)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Парогенераторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6513-2088>; e-mail: yestat@gmail.com

**Гаркуша Тетяна Анатоліївна (Garckusha Tetiana Anatoliivna)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Парогенераторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-0198-0210>; e-mail: tagarkusha@gmail.com

**Каверцев Валерій Леонідович (Kavertsev Valerij Leonidovich)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Парогенераторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9472-1658>; e-mail: kavertseff@gmail.com

**Беркутова Тетяна Іванівна (Berkutova Tetiana Ivanivna)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Іноземні мови»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3221-1086>; e-mail: tberk7777@ukr.net

**Н. Г. ШЕВЧЕНКО, А. М. ГРИШИН, Е. С. КОВАЛЬ**

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ЗОНЕ «СПИРАЛЬ – СТАТОР» ГИДРОТУРБИНЫ РО 310 С ПЛОСКИМИ КОЛЬЦАМИ СТАТОРА

Рассматривается один из ответственных узлов гидроагрегата – узел «спиральная камера – статор». Статор гидротурбины является подводящим элементом проточного тракта гидротурбины, который участвует в формировании потока перед рабочим колесом. В работе рассмотрена конструкция статора с плоскими кольцами, колонны которых вдвинуты в спиральную камеру. Такая конструкция статора позволяет сохранить основные габаритные размеры спирали в плане для гидротурбина с встроенным кольцевым затвором. Информационный анализ показал, что наряду с конструктивными и технологическими преимуществами, применение колец статора колонны, которые вдвинуты в спиральную камеру, имеют гидродинамические недостатки. При рассматриваемой конструкции узла «спираль – статор с плоскими кольцами», деформируется эпюра меридиональной составляющей скорости. В итоге могут увеличиться потери энергии, связанные с отрывом потока и вторичными течениями в спиральной камере. Представлены гидродинамические исследования структуры потока в зоне спираль статор с плоскими кольцами – экспериментальные и численные расчеты. Предлагается для исследования формы колец статора провести расчет осесимметричного течения в ограниченной расчетной зоне «спираль – статор» гидротурбины с использованием двухслойной модели движения вязкой жидкости. Приведены экспериментальные данные замера давления на поверхности колец статора. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных дает качественное совпадение. Для трех вариантов колец статора в работе проведен расчет пограничного слоя. Результаты показали, что максимальное загромождение пограничного слоя канала статора достигает 5,2 %. Для исследуемых вариантов колец статора местного отрыва пограничного слоя не наблюдается. Проведены расчеты профильных и ударных потерь в решетке колонн статора для исследуемой конструкции подвода гидротурбины.

**Ключевые слова:** гидротурбина радиально-осевая, спиральная камера, плоские кольца статора, математическая постановка, вязкая жидкость, двухслойная модель, пограничный слой, экспериментальные и численные исследования.

**Н. Г. ШЕВЧЕНКО, О. М. ГРИШИН, О. С. КОВАЛЬ**

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ РІДINI В ЗОНІ «СПІРАЛЬ – СТАТОР» ГІДРОТУРБІНИ РО 310 З ПЛОСКИМИ КІЛЬЦЯМИ СТАТОРА

Розглядається один з відповідальних вузлів гідроагрегату – вузол «спіральна камера – статор». Статор гідротурбіни є подводящим елементом проточного тракту гідротурбіни, який бере участь у формуванні потоку перед робочим колесом. В роботі розглянута конструкція статора з плоскими кільцями, колони яких всунуті в спіральну камеру. Така конструкція статора дозволяє зберегти основні габаритні розміри спіралі в плані для гідротурбін з вбудованим кільцевим затвором. Інформаційний аналіз показав, що поряд з конструктивними і технологічними перевагами, застосування статора, колони якого всунуті в спіральну камеру, мають гідродинамічні недоліки. При даній конструкції вузла «спіраль – статор», деформується епюра меридіональної складової швидкості. В результаті можуть збільшитися втрати енергії, пов’язані з відривом потоку і вторинними течіями в спіральній камері. Представлені гідродинамічні дослідження структури потоку в зоні спіраль – статор з плоскими кільцями – експериментальні та чисельні розрахунки. Пропонується для дослідження форми кілець статора провести розрахунок осесиметричного течії в обмеженою розрахунковою зоні «спіраль – статор» гідротурбіни з використанням двошарової моделі руху в'язкої рідини. Наведено експериментальні дані вимірю тиску на поверхні кілець статора. Зіставлення розрахункових і експериментальних даних дає якісне збіг. Для трьох варіантів кілець статора в роботі проведено розрахунок прикордонного шару. Результати показали, що максимальне захаращення прикордонного шару каналу статора досягає 5,2 %. Для досліджуваних варіантів кілець місцевого відриву прикордонного шару не спостерігається. Проведено розрахунок обтікання решітки профілів колон статора на осьосиметричній поверхні струму з подальшим визначенням профільних і ударних втрат.

**Ключові слова:** гідротурбіна радіально-осьова, спіральна камера, плоскі кільця статора, математична постановка, в'язка рідина, двошарова модель, пограничний шар, експериментальні та чисельні дослідження.

**N. G. SHEVCHENKO, A. M. GRISHIN, E. S. KOVAL**

## STUDY OF LIQUID FLOW IN THE "SPIRAL – STATOR" AREA FRANCIS TURBINE WITH STATOR FLAT RINGS

Considered one of the critical units of the Francis turbine – node "spiral chamber – stator". The turbine stator is the supply element of the flow path of the turbine, which is involved in the formation of flow in front of the impeller. In this paper, the design of the stator with flat rings, the columns of which are pushed into the spiral chamber, is considered. This design of the stator allows you to save the main dimensions of the spiral in the plan for hydraulic turbines with built-in ring gate. Information analysis showed that, along with constructive and technological advantages, the use of stator rings of the column, which are pushed into the spiral chamber, have hydrodynamic disadvantages. Under the considered design of the "spiral – stator with flat rings" assembly, the plot of the meridional velocity component is deformed. As a result, the energy losses associated with flow separation and secondary flows in the spiral chamber can increase. Hydrodynamic studies of the flow structure in the "spiral – stator" zone with flat stator rings are presented – experimental and numerical calculations. It is proposed to study the shape of the stator rings to calculate the axisymmetric flow in the limited "spiral – stator" calculation zone of the turbine using a two-layer model of viscous fluid motion. The experimental data of pressure measurement on the surface of the stator rings are given. Comparison of calculated and experimental data gives a qualitative match. For three variants of stator rings, the boundary layer was calculated in the work. The results showed that the maximum blockage of the stator channel boundary layer reaches 5,2 %. The calculation of the turbulent boundary layer showed that for the studied variants of the rings of local boundary layer separation is not observed. The calculation of the flow around a lattice of stator column profiles on an axisymmetric current surface with the subsequent determination of the profile and impact losses was carried out. The proposed improvement of the method of calculation.

**Keywords:** Francis turbine, spiral chamber, flat stator rings, mathematical formulation, viscous fluid, two-layer model, boundary layer, experimental and numerical studies.

**Введение.** На современном этапе развития гидромашиностроения одной из основных проблем является повышения общей рентабельности и надежности эксплуатации гидромашин при сохранении ее высоких энергокавитационных качеств [1]. Поэтому в настоящее время стоит задача повышения эффективности гидротурбинного оборудования применением гидромашин новых типов и конструкций. Одним из весьма ответственных металлоемких и трудоемких узлов гидроагрегата является узел «спиральная камера – статор». Статор турбины – несущая деталь, передающая на фундамент нагрузку от массы агрегата и осевого давления воды. Кроме того, будучи элементом проточного тракта, статор участвует в формировании потока перед рабочим колесом.

Существуют два основных варианта конструктивного исполнения статора: классическое – с торOIDальными статорными кольцами; статор типа «UBEL» – отличительной особенностью его исполнения это плоские или конические кольца. Приварку деталей крышки и спиральной камеры к статору конструкции типа UBEL производят с возможным приближением этих деталей к центру колонн, так чтобы свести к минимуму изгибающий момент, действующий на статор [2–6]. Также известно, что применение статора с плоскими (коническими) кольцами, колонны которых вдвинуты в спиральную камеру, позволяет сохранить основные габаритные размеры спирали в плане для гидромашин со встроенным кольцевым затвором [1, 7–9].

На рис. 1 представлены два варианта подвода: B-0 – классический вариант радиально-осевой (РО) гидротурбины с торOIDальными статорными кольцами; B-1 – модификация конструкции подвода с плоскими кольцами статора и встроенным кольцевым затвором.

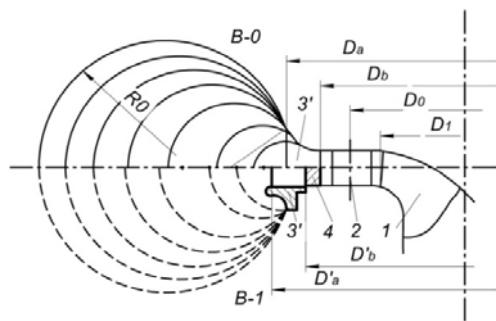


Рис. 1. Узел гидротурбины «спиральная камера – статор»:

- 1 – рабочее колесо;
- 2 – направляющий аппарат;
- 3 – кольцевой затвор;
- 4, 5 – колонны статора;
- 6 – плоские кольца статора

В настоящее время для оценки течения и потерь в каналах гидромашин хорошо зарекомендовали себя двухмерные методы, которые требуют небольшого времени на их реализацию по сравнению с трехмерными методами и которые дают удовлетворяющие практике результаты [10–11]. На завершающем этапе проектирования и оценки

энергокавитационных качеств насосов используют трехмерные методы [12]. Применение математических моделей дает возможность вести процесс многовариантного проектирования с оценкой качеств элементов гидромашины и выбором оптимального варианта на стадии проектирования. Поэтому расчет элементов проточных частей гидромашины с применением методов математического моделирования является актуальной.

**Информационный обзор.** Изучение узла «спираль – статор» радиально-осевой гидротурбины проводится по двум основным направлениям – исследование напряженно-деформированного состояния [5], анализ спектра частот пульсации давления [6], а также гидродинамические исследования структуры потока [7, 8].

В данной работе рассмотрены вопросы гидродинамических исследований структуры потока и формы колец статора радиально-осевой гидромашины. Результаты экспериментальных исследований структуры потока в зоне «спиральная камера – статор с плоскими кольцами» были представлены в следующих работах: для гидротурбины РО 310 [8], для обратимых машин ( $n_s = 190$ ) [7]. Анализ результатов этих экспериментальных работ показал, что структура потока в области «спираль – статор» носит пространственный вихревой характер. Во всех исследуемых моделях во втором сечении ( $\phi = 305^\circ$ ) спирали наблюдается «парный вихрь». Однако для варианта статора с плоскими кольцами интенсивность его несколько меньше. Отмечено, что установка плоских колец статора трансформирует поток в спирали, по сравнению с базовым вариантом. Значения скорости  $V_r$  в зоне спирали вблизи входных кромок колец статора возрастают в центре сечения – увеличивается неравномерность ее распределения по сечению канала.

На рис. 2 приведены эпюры скорости  $V_r$  ( $H = 1$  м,  $D_1 = 1$  м) в двух наиболее характерных сечениях спирали: 2-2 ( $\phi = 305^\circ$ ) и 7-7 ( $\phi = 80^\circ$ ). В зоне статора для большинства сечений спирали ( $\phi = 305^\circ$ – $80^\circ$ ) неравномерность окружной и радиальной составляющей абсолютной скорости при установке плоских колец уменьшается.

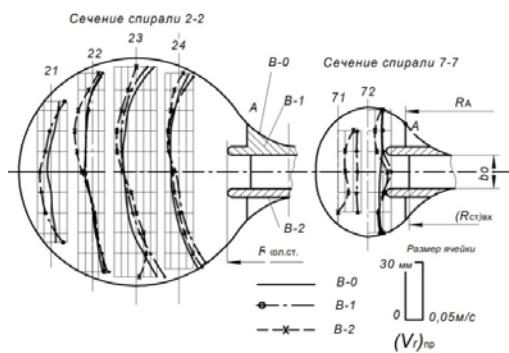


Рис. 2. Эпюры скорости  $V_r$  в сечениях спирали для трех вариантов исполнения колец статора [10]

Для сечений вблизи зуба спирали неравномерность существенно увеличивается, что объясняется существенным загромождением «живого» сечения спирали кольцами статора.

Анализ показал, что наряду с конструктивными и технологическими преимуществами, применение колец статора колонны, которых вдвинуты в спиральную камеру, имеют гидродинамические недостатки. При рассматриваемой конструкции узла «спираль – статор с плоскими кольцами», деформируется эпюра меридиональной составляющей скорости в области сопряжения статора и спирали. В итоге могут увеличиться потери энергии, связанные с отрывом потока и вторичными течениями в спиральной камере.

Исследование узла «спираль – статор» для различных вариантов установки колец статора, их формы, густоты решетки статора, наличие кольцевого затвора в серии модельных испытаний являются чрезвычайно дорогостоящими и трудоемкими. Поэтому на стадии проектирования целесообразно использовать численные методы для определения оптимальной конструкции проточной части гидромашины. Следует обратить внимание на работы [13–17], где представлены численные расчеты трехмерного турбулентного течения вязкой жидкости в подводе «спираль – статор» гидротурбины.

В работах [18, 19] описывается влияние закономерностей структуры потока в проточной части высоконапорной РО гидротурбины на особенности математического моделирования. Обосновывается допущение расчета в высоконапорных гидротурбинах двухслойной модели потока. В этой модели основной поток рассматривается, как потенциальный поток невязкой жидкости с последующим расчетом течения в пограничном турбулентном вязком слое. Такое упрощение модели потока позволяет получить достаточно достоверные результаты, относительно потерь энергии на трение.

**Постановка задачи.** Как показывают экспериментальные исследования, поток в зоне «спираль – статор» носит трехмерный вихревой характер. Поэтому, желательно было бы, рассматривать нестационарную постановку турбулентного движения вязкой жидкости во всем проточном тракте гидротурбины в 3-х мерной постановке.

Однако в данной работе на предварительном этапе исследований предлагается провести расчет осесимметричного течения в ограниченной расчетной зоне «спираль – статор» гидротурбины с использованием двухслойной модели движения жидкости. Принята следующая схематизация потока: 1 – ядро потока, где анализ ведется с позиций невязкой жидкости; 2 – зона пограничного вязкого слоя (ПС) на статорном кольце с возможными локальными отрывами. Численное решение этих задач входит в программный комплекс, разработанный авторами, и не требует длительных расчетных операций, что существенно упрощает исследования объекта. В работе представлены результаты

экспериментальных и расчетных исследований в проточной части в зоне «спираль – статор с плоскими кольцами» для гидротурбины РО 310 со встроенным кольцевым затвором.

**Численная реализация.** При решении первой задачи двухслойной модели движения жидкости предполагаем, что поток, формируемый спиральной камерой радиально-осевой турбины потенциальный, однородный в окружном направлении. Суммарный осесимметричный поток в зоне «спираль – статор» раскладывается на циркуляционный  $\vec{V}_u$  и меридиональный  $\vec{V}_m = \vec{V}_r + \vec{V}_z$ . Осесимметричный меридиональный поток решается с использованием функции тока  $\psi$ , удовлетворяющей уравнению Лапласа  $\Delta\psi = 0$ . В цилиндрической системе координат  $(r, z)$  расчетное выражение для функции тока  $\psi$  имеет вид:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = 0. \quad (1)$$

Составляющие меридиональной скорости  $V_r$ ,  $V_z$  определяются из уравнения задания функции тока:

$$V_z = -\frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z}; \quad V_r = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r}. \quad (2)$$

Решение уравнений (1) и (2) осуществляется методом конечных разностей с использованием неравномерной сетки в расчетной области [5].

Формула для расчета коэффициента давления имеет вид:

$$\bar{p}_{i,j} = \frac{p_{i,j}}{\gamma H} = 1 - \frac{V_{i,j}^2}{2gH}, \quad (3)$$

где  $i$  – индекс-идентификатор линии тока;  $j$  – индекс сечения;  $V_{i,j}$  – скорость в расчетной точке,  $\bar{V} = \vec{V}_m + \vec{V}_u$ .

При решении второй задачи – расчета обтекания колец статора с учетом вязкости, использовались обширные исследования Лойцянского Л. Г., Федяевского К. К., Pletcher R., предложивших метод расчета турбулентного пограничного слоя, основанный на применении полуэмпирических теорий турбулентности. В неподвижных каналах гидромашин развитие пограничного слоя зависит от продольного градиента давления. Принято допущение, что толщина пограничного слоя, формируемая на поверхности спиральной камеры, значительно меньше длины выступающей части колец статора в спирали. В этом случае пограничный слой развивается в области положительного градиента давления на поверхности плоских статорных колец. Определение параметров пограничного слоя вдоль рассматриваемых поверхностей позволяет определить следующие величины:  $\delta^{**}$  – толщину потери импульса;  $C_f$  –

коэффициент сопротивления; потери на трение  $h_{tr} = \left( \frac{V^2}{2g} \right) \cdot C_f \cdot L$ ; наличие локальных зон отрыва пограничного слоя. Методика расчета и алгоритм решения задачи представлены в работах [20, 21].

**Результаты исследований.** Для условий модельной гидротурбины РО 310 ( $D_1 = 400$  мм) в соответствии с техническим заданием [8] рассмотрены три варианта формы статора:  $B-0$  – торOIDальные кольца статора;  $B-1$ ,  $B-2$  – плоские кольца статора (диаметр установки  $D_k = 878$  мм). Варианты расчетной области представлены на рис. 2.

На рис. 3 сопоставлены расчетные и экспериментальные данные. Характер распределения этих величин качественно совпадает.

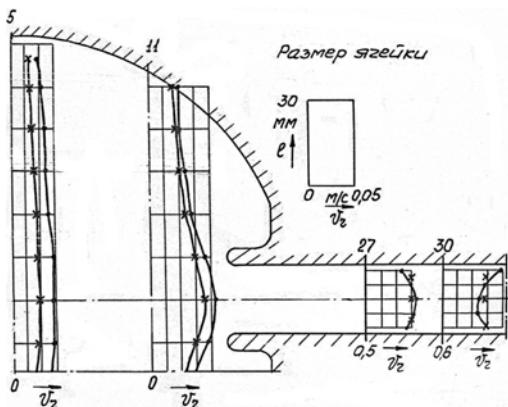


Рис. 3. Распределение радиальной составляющей скорости  $V_r$  в расчетной зоне «спираль – статор»

На рис. 4 представлено сопоставление расчетных значений угла потока  $\delta$  по высоте канала статора для двух вариантов исполнения статорных колец.

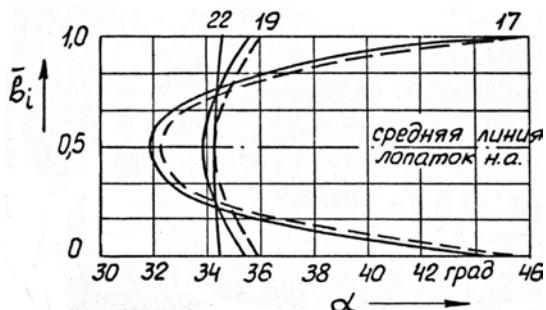


Рис. 4. Сопоставление распределения угла потока  $\alpha$  по высоте канала для двух вариантов колец статора

С целью проверки достоверности расчетных величин давления по поверхности колец статора на аэростенде кафедры гидромашин НТУ «ХПИ» были проведены экспериментальные исследования [5]. Экспериментальные исследования проводились при режиме:  $Q = 0,5 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $n = 62 \text{ мин}^{-1}$ ,  $H = 150 \text{ м}$  возд. ст. Показания распределения давления вдоль поверхности колец статора снимались с батарейного манометра с общим коллектором, который имеет 53 трубы.

На рис. 5 представлена схема расположения мерных сечений на плоскости кольца статора ( $B-2$ ).

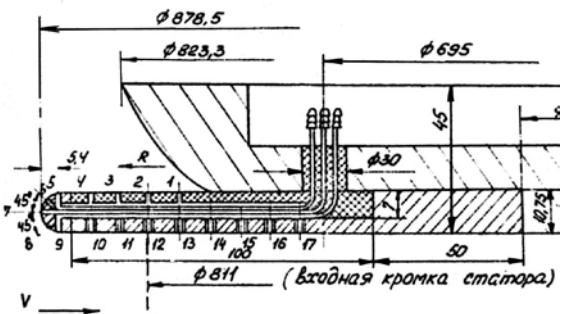


Рис. 5. Схема расположения мерных сечений на плоскости кольца статора ( $B-2$ ) [5]

На рис. 6 представлено сопоставление зависимостей распределения коэффициента давления вдоль статорного кольца, полученных экспериментально и по расчету. Дренирование плоского кольца статора было выполнено в сечении спирали 2-2 ( $\phi = 305^\circ$ ) – где интенсивность «парного вихря» максимальна, и в сечении спирали 7-7 ( $\phi = 70^\circ$ ) – где структура потока существенно отличается от структуры потока сечения 2-2 – (см. рис. 2). При повороте потока вокруг входной кромки кольца статора  $L = 0,4 - 0,43$  наблюдается резкое изменение коэффициента давления. Безразмерная величина  $L = 0,43$  соответствует точке 7 – рис. 6. Сравнение расчетных и экспериментально полученных величин коэффициента давления  $\bar{p}$  вдоль поверхности кольца статора (для расчетного сечения  $\phi = 305^\circ$ ) показывает удовлетворительное качественное и количественное их соответствие.

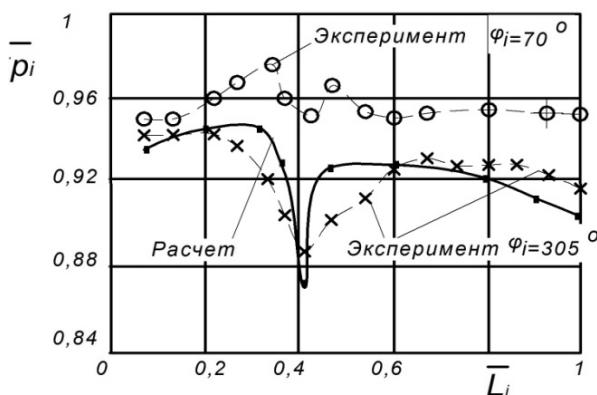


Рис. 6. Сравнение расчетной и экспериментальной зависимостей распределения коэффициента давления вдоль статорного кольца

Для трех вариантов колец статора в работе проведен расчет пограничного слоя. Результаты показали, что максимальное загромождение ПС канала статора достигает 5,2 % для сечений вблизи зуба  $\phi = 70^\circ$ . Максимальное значение величины потерь на трение достигает 0,05 % от расчетного напора для сечения спирали  $\phi = 305^\circ$ . Расчет турбулентного пограничного слоя вдоль исследуемых вариантов колец показал, что местного отрыва ПС не наблюдается.

Авторами проведен расчет обтекания решетки профилей колонн статора ( $z = 12$ ) на осесимметричной поверхности тока с последующим определением профильных и ударных потерь в решетке колонн статора. Расчеты показали, что для варианта *B-1* профильные и ударные потери (в зоне статора) являются минимальными и составляют 1,3 % и 0,08 %, соответственно.

Установлено, что существенное значение на гидродинамику потока в зоне «спираль – статор» оказывают радиус установки колец –  $R_k$  и колонн статора –  $(r_{ct})_{\text{вх}}$ , а также радиус закругления входной кромки кольца статора –  $r_1$ . Предложенная упрощенная методика позволяет провести сравнительный анализ различных вариантов исполнения статорных колец.

**Выводы.** Поток в зоне «спираль – статор» носит трехмерный вихревой характер. На структуру потока в спирали и статоре плоские кольца статора влияют неоднозначно. Влияние колец статора, вдвинутых в спиральную камеру (*B-1* и *B-2*), больше распространяется на формирование потока в самой спирали, чем в каналах статора. На радиусе расположения входных кромок колонн статора поток выравнивается.

Для полного комплекса расчетных работ при выборе оптимальной геометрии спиральной камеры, кольца статора и профилей колонн статора необходимо совместное решение двух задач.

Первая задача – гидромеханический расчет спиральной камеры, т. е. определение размеров спирали для различных вариантов исполнения колец статора и способов сопряжения статора со спиралью при рекомендуемых законах распределения скорости и расхода.

Вторая задача – численное моделирование трехмерного течения вязкой турбулентной жидкости в зоне «спираль – статор – направляющий аппарат».

#### Список литературы

1. Линник А.В., Хайтов В. Д. Современный уровень и основные направления развития гидротурбостроения в Украине. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 1. С. 11–18.
2. Hermod Brekke. *Hydraulic Turbines Design, Erection and Operation*. Endringsdato: Norway, 2000. 317 p.
3. Мирза. Федеральний каталог. МГУ, 2007. 35 с.
4. Challenges in the Design of Pump Turbines. *AndritzHydro CO*. USA, November 2012. 24 p.
5. Веременко И. С., Кантор Б. Я., Медковская Т. Ф., Ржевская И. Е., Андрющенко С. А. Исследование напряженно-деформированного состояния и оптимизация элементов конструкции проточного тракта гидротурбин. *Авиационно-космическая техника и технологии*. 2006. № 8 (34). С. 104–108.
6. Xuanlin Peng, Jianzhong Zhou, Chu Zhang, Ruhai Li, Yanhe Xu, Diyi Chen. An Intelligent Optimization Method for Vortex-Induced Vibration Reducing and Performance Improving in a Large Francis Turbine. *Energies*. 2017. № 10. Р. 1–17. doi:10.3390/en10111901.
7. Федулов Ю. И., Сухоребрый П. Н., Агibalov Е. С. Исследование проточной части обратимой гидромашины с плоскими кольцами статора и установкой кольцевого затворов. *Вестник Харьковского политехнического института: сб. науч. тр.* Харьков: Вища школа, 1988. Вып. 22: Гидравлические машины. С. 17–20.
8. Исследование элементов проточных частей Рогунской ГЭС, Днестровской ГАЭС и др. ГЭС и АЭС. Отчет о НИР. № ГР 0187000. Харьков: НТУ «ХПИ», 2000. 120 с.
9. Черный С. Г., Авдошенко А. Ю., Чирков Д. В. Численная модель течения в гидротурбине с затвором. *Вестник Восточно-Казахстанского гос. техн. ун-та им. Д. Серикбаева: сб. науч. тр. Темат. вып.: Вычислительные технологии*. Усть-Каменогорск. 2013. С. 266–274.
10. Топаж Г. И. *Лопастные гидромашины и гидродинамические передачи. Основы рабочего процесса гидротурбин*. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. Университет, 2011. 154 с.
11. Пугачев П. В., Алексенский В. А., Жарковский А. А. Расчетное исследование потерь в направляющих аппаратах канального и решеточного типов. *Насосы & оборудование*. 2011. № 1. С. 44–66.
12. Blazek Jiri. *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*. Waltham: Helselvier, 2015. 440 p.
13. Jaymin Desai, Amit Roghelia, Vishal A Soni. Validation of Hydraulic Design of Spiral Casing and Stay Vanes of Francis Turbine Using CFD. *Conference Paper (16-18 December 2010, Chennai, India)*.
14. Susan-Resiga R. F., Muntean S., Avellan F., Anton I. Mathematical modelling of swirling flow in hydraulic turbines for the full operating range. *Applied Mathematical Modelling*. 2011. No. 35. P. 4759–4773.
15. Ganesh Chembedu, Alleiah Sunkara, Mayank Srivastava. Automizing the Design of Francis Turbine Spiral Case. *International Journal of Advanced Mechanical Engineering*. Vol. 4, № 5 (2014). P. 463–472.
16. Сухоребрый П. Н., Меньшикова Л. Л., Барлит В. В., Дранковский В. Э., Эскибано Е. М. Оптимизация подвода радиально-осевых высоконапорных гидротурбин на основе численного исследования кинематических характеристик и потерь энергии. *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 2. С. 590–594.
17. Drankovsky V. E., Rezvaya K. S., Krupa E. S. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 53–57.
18. Потетенко О. В., Шевченко Н. Г., Радченко Л. Р. Влияние закономерностей структуры потока в проточной части высоконапорной РО гидротурбины на особенности математического моделирования. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2003. № 10. С. 130–143.
19. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С. Вихревая структура потока и анализ различных математических моделей потока в каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин РО 400, РО 500 и РО 600. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2012. № 318 (57). С. 50–57.
20. Жарковский А. А., Щуцкий С. Ю. Расчет пространственного пограничного слоя в рабочем колесе центробежной турбомашины. *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Сер.: Наука и образование*. 2010. № 1 (95). С. 143–150.
21. Вахрушева О. С., Ковалев С. М., Шевченко Н. Г. Визначення гідравлічних втрат у сопловому апараті радіально-осьової гідротурбіни на напори понад 600 м. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ»: зб. наук. пр. Темат. вып.: Новітні рішення в сучасній техніці*. Харків: НТУ «ХПІ». 2009. № 37. С. 64–70.

#### References (transliterated)

1. Linnik A. V., Haitov V. D. Sovremennyy uroven' i osnovnye napravleniya razvitiya gidroturbostroeniya v Ukraine [The current level and main directions of development of hydroturbation in Ukraine]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2010, vol. 44, no. 8, pp. 11–18.
2. Hermod Brekke. *Hydraulic Turbines Design, Erection and Operation*. Endringsdato, Norway Publ., 2000. 317 p.
3. Mirea. Federal'nyy katalog. [Mirea. Federal directory]. MGU Publ., 2007. 35 p.
4. Challenges in the Design of Pump Turbines. *AndritzHydro CO*. USA, November 2012. 24 p.
5. Veremeenko I. S., Kantor B. Ya., Medkovskaya T. F., Rzhevskaya I. E., Andryuschenko S. A. Issledovanie napryazhennodeformirovannogo sostoyaniya i optimizatsiya elementov konstruktii protochnogo trakta gidroturbin [Investigation of the

- stress-strain state and optimization of structural elements of the flow path of hydraulic turbines]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tehnologiya*. 2006, vol. 8, no. 34, pp. 104–108.
6. Xuanlin Peng, Jianzhong Zhou, Chu Zhang, Ruhai Li, Yanhe Xu, Diyi Chen. An Intelligent Optimization Method for Vortex-Induced Vibration Reducing and Performance Improving in a Large Francis Turbine. *Energies*. 2017, no. 10, pp. 1–17. doi: 10.3390/en10111901.
  7. Fedulov Yu. I., Suhorebryi P. N., Agibalov E. S. Issledovanie protochnoy chasti obratimoy gidromashiny s ploskimi kol'tsam statora i ustanovkoj kol'tsevogo zatvorov [The study of the flow part of a reversible hydraulic machine with flat rings of the stator and the installation of an annular gate]. *Vestnik Khar'kovskogo politekhnicheskogo instituta: sb. nauch. tr.* [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute: a collection of scientific papers]. Kharkov, Vyshha shkola Publ., 1988, issue 22: Gidravlicheskie mashiny [Hydraulic machines], pp. 17–20.
  8. *Issledovanie elementov protochnyih chastej Rogunskoy GES, Dnistrovskoy GAES i dr. GES i AES. Otchet o NIR* [Investigation of the elements of flow-through parts of the Rogun HPS, Dniester PSP and other HPS i NPP]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2000. 120 p.
  9. Cherniy S. G., Avdyushenko A. Yu., Chirkov D. V. Chislennaya model' techeniya v gidroturbine s zatvorom [Numerical model of flow in a water turbine with a shutter]. *Vestnik Vostochno-Kazakhstanskogo gos. tehn. un-ta im. D. Serikbaeva: sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Vychislitel'nye tekhnologii* [Bulletin of the East Kazakhstan State Technical University D. Serikbaeva: a collection of scientific papers. Thematic issue: Computational Technologies]. Ust-Kamenogorsk Publ., 2013, pp. 266–274.
  10. Topazh G. I. *Lopastnye gidromashiny i gidrodinamicheskie peredachi. Osnovy rabochego protsessa gidroturbin* [Vane hydraulic machines and hydrodynamic transmission. Basics of the workflow hydroturbines]. Sankt-Peterburg, Politehn. Universitet. Publ., 2011. 154 p.
  11. Pugachev P. V., Aleksenskiy V. A., Zharkovskiy A. A. Raschetnoe issledovanie poter' v napravlyayushchikh apparatakh kanal'nogo i reshetochnogo tipov [Estimated study of losses in the guide vanes channel and lattice types]. *Nasosy & oborudovanie*. 2011, no. 1, pp. 44–66.
  12. Blazek Jiri. *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*. Waltham, Helselvier Publ., 2015. 440 p.
  13. Jaymin Desai, Amit Roghelia, Vishal A Soni. Validation of Hydraulic Design of Spiral Casing and Stay Vanes of Francis Turbine Using CFD. *Conference Paper (16–18 December 2010, Chennai, India)*.
  14. Susan-Resiga R. F., Muntean S., Avellan F., Anton I. Mathematical modelling of swirling flow in hydraulic turbines for the full operating range. *Applied Mathematical Modelling*. 2011, no. 35, pp. 4759–4773.
  15. Ganesh Chembedu, Alleiah Sunkara, Mayank Srivastava. Automizing the Design of Francis Turbine Spiral Case. *International Journal of Advanced Mechanical Engineering*. Vol. 4, no. 5 (2014), pp. 463–472.
  16. Sukharebryi P. N., Men'shikova L. L., Barlit V. V., Drankovskiy V. E., Eskribano E. M. Optimizatsiya podvoda radial'no-osevykh vysokonapornykh gidroturbin na osnove chislenного issledovaniya kinematiceskikh kharakteristik i poter' energii [Optimization of the supply of radial-axial high-pressure hydraulic turbines based on a numerical study of the kinematic characteristics and energy loss]. *Problemy mashinostroeniya*. 2003, vol. 2, pp. 590–594.
  17. Drankovsky V. E., Rezvaya K. S., Krupa E. S. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 53–57.
  18. Potetenko O. V., Shevchenko N. G., Radchenko L. R. Vliyanie zakonomernostey struktury potoka v protochnoy chasti vysokonapornoj RO gidroturbiny na osobennosti matematicheskogo modelirovaniya [The influence of regularities of the flow structure in the flow part of the high-pressure RO of the hydroturbine on the features of mathematical modeling]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Energeticheskie i teplotekhnicheskie protsessy i oborudovanie* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2003, no. 10, pp. 130–143.
  19. Potetenko O. V., Drankovskiy V. E., Krupa E. S. Vihrevaya struktura potoka i analiz razlichnyih matematicheskikh modeley potoka v kanalah vysokonaporniyh radialno-osevyih hidroturbin RO 400, RO 500 i RO 600 [Vortex flow structure and analysis of various mathematical flow models in high-pressure channels of radial-axial hydraulic turbines RO 400, PO 500 and PO 600]. *Skhidno-Yevropeys'kyy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2012, vol. 318, no. 57, pp. 50–57.
  20. Zharkovskiy A. A., Shchutskiy S. Yu. Raschet prostranstvennogo pogranichnogo sloya v rabochem kolesse tsentrobezhnoy turbomashiny [The calculation of the spatial boundary layer in the impeller of the centrifugal turbomachine]. *Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbGPU. Seriya: Nauka i obrazovanie*. 2010, vol. 1, no. 95, pp. 143–150.
  21. Vakhrusheva O. S., Kovalev S. M., Shevchenko N. H. Vyznachennya hidravlichnykh vrat u soplovomu aparatu radial'no-os'ovoji hidroturbiny na napory ponad 600 m [Determination of hydraulic losses in a nozzle apparatus of a radial-axial hydro turbine at a pressure of more than 600 m]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Novitni rishennya v suchasnyi tehnitsi* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Newest solutions in modern technology]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2003, no. 10, pp. 64–70.

*Поступила (received) 24.04.2019*

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

**Шевченко Наталія Григорівна (Шевченко Наталя Григорівна, Shevchenko Nataliya Grygorivna)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гіdraulічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6877-7428>; e-mail: shevng@ukr.net

**Гришин Олександр Мefодієвич (Гришин Александр Мefодиевич, Grishin Oleksandr Mefodiyovych)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Гіdraulічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5977-9248>; e-mail: amgrishin@gmail.com

**Коваль Олена Сергіївна (Коваль Елена Сергеевна, Koval Olena Serhiyivna)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гіdraulічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1858-1336>; e-mail: elenakoval86@ukr.net

**I. I. ТИНЬЯНОВА, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, К. С. РЕЗВА, О. В. КОСОРУКОВ**

## МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОРОТНОЇ ГІДРОМАШИНИ

Вимоги сучасних потужних енергосистем до вирівнювання графіку навантаження обумовлюють будівництво гідроакумулюючих електростанцій, як найбільш ефективних для роботи в пікових зонах навантаження. Успішне рішення задачі створення високоекспективного устаткування для ГАЕС багато в чому залежить від правильного вибору геометрії елементів проточній частини оборотної машини які забезпечують необхідний рівень її енергетичних показників. В роботі розглянуті питання моделювання гідродинамічних характеристик лопатевих систем оборотної гідромашини, що базується на спільному використанні моделі осередненого потоку та спрощеної моделі просторового потоку в безлопатевих ділянках проточній частини. Наведено вирази, що встановлюють зв'язок гідродинамічних характеристик з безрозмірними комплексами, та виражают загальні закономірності взаємодії потоку з робочим колесом оборотної гідромашини, показано справедливість рівняння теоретичних характеристик оборотної гідромашини в досить широкому діапазоні робочих режимів. Розглядається вплив гідродинамічних характеристик лопатевих систем на формування енергетичних характеристик оборотної гідромашини. Аналіз гідродинамічних характеристик окремих елементів проточній частини дозволяє проаналізувати їхній вплив на енергетичні характеристики, результати такого аналізу є основою для вирішення великого кола питань, що виникають при проектуванні оборотної гідромашини. В даній роботі були проведені чисельні дослідження оборотної гідравлічної машині ОРО500. Характер залежностей наведених у статті підтверджує доцільність використання безрозмірних комплексів для розрахунку та аналізу енергетичних залежностей оборотної гідромашини. Розрахункові дані свідчать про визначальний вплив гідродинамічних параметрів просторової решітки як на параметри оптимального режиму, так і на характер залежності КПД і потужності при відході від нього. Вибір найбільш ефективного методу залежить від стадії проектування проточній частини та від поставленої задачі. Уточнити проведені розрахунки методом осередненіх параметрів можливо завдяки сучасним програмам для чисельного дослідження просторової течії.

**Ключові слова:** оборотна гідромашини, проточна частина, робоче колесо, гідродинамічні характеристики, геометричні та режимні параметри, енергетичні показники.

**I. I. ТИНЬЯНОВА, В. Э. ДРАНКОВСКИЙ, К. С. РЕЗВАЯ, А. В. КОСОРУКОВ**

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Требования современных энергосистем к выравниванию графика нагрузки обуславливают строительство гидроаккумулирующих электростанций, как наиболее эффективных для работы в пиковых зонах нагрузки. Успешное решение задачи создания высокоеффективного оборудования для ГАЭС во многом зависит от правильного выбора геометрии элементов проточной части обратимой машины, которые обеспечивают необходимый уровень ее энергетических показателей. В работе рассмотрены вопросы моделирования гидродинамических характеристик лопастных систем обратимой гидромашины, которая базируется на общем использовании модели осредненного закрученного потока и упрощенной модели пространственного потока в безлопастных участках проточной части. Приведены выражения, которые устанавливают связь гидродинамических характеристик с безразмерными комплексами, и выражают общие закономерности взаимодействия потока с рабочим колесом обратимой гидромашины. Рассматривается влияние гидродинамических характеристик лопастных систем на формирование энергетических характеристик обратимой гидромашины. Анализ гидродинамических характеристик отдельных элементов проточной части позволяет проанализировать их влияние на энергетические характеристики обратимой гидромашины. Результаты такого анализа являются основой для решения большого круга вопросов, которые возникают при проектировании обратимой гидромашины. В данной работе были проведенные численные исследования обратимой гидромашины ОРО500. Характер зависимостей, приведенных в статье, подтверждает целесообразность использования безразмерных комплексов для расчета и анализа энергетических зависимостей обратимой гидромашины. Расчетные данные свидетельствуют об определяющем влиянии гидродинамических параметров пространственной решетки как на параметры оптимального режима, так и на характер зависимости КПД и мощности при отходе от него. Выбор наиболее эффективного метода зависит от стадии проектирования проточной части и от поставленной задачи. Уточнение проведенных расчетов методом осредненных параметров возможно благодаря программам для численного исследования пространственного течения.

**Ключевые слова:** обратимая гидромашина, проточная часть, рабочее колесо, гидродинамические характеристики, геометрические и режимные параметры, энергетические показатели.

**I. I. TYNANOVA, V. E. DRANKOVSKIY, K. S. REZVAYA, O. V. KOSORUKOV**

## MODELING OF THE HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF A REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINE

The requirements of modern energy systems to load leveling determine the designing and building of pumped storage power stations as the most effective to work in areas of peak load. Successful solution of the problem of creating highly efficient equipment for PSP depends largely on the correct choice of the geometry of the elements of the water passage of the reversible hydraulic machine, which provide the necessary level of its energy characteristics. In this paper, the issues of modeling the hydrodynamic characteristics of bladed systems of a reversible hydraulic machine, which is based on the general use of the averaged swirling flow model and the simplified spatial flow model in the bladeless sections of the water passage, are considered. Formulas that establish the relation between hydrodynamic characteristics and dimensionless complexes, and show the general laws of the interaction of the flow with a runner of the reversible hydraulic machine are reported. The influence of hydrodynamic characteristics of blade systems on the formation of the energy characteristics of a reversible hydraulic machine are considered. Analysis of the hydrodynamic characteristics of individual elements of the water passage allows to analyze their influence on the energy characteristics of a reversible hydraulic machine. The results of this analysis are the basis for solving a wide range of issues that appear during designing a reversible hydraulic machine. In this paper, the numerical studies of the reversible ORO500 hydraulic machine were carried out. The nature of the dependencies, which were given in the paper, confirms the expediency of using dimensionless complexes for calculating and analyzing the energy dependences of a reversible hydraulic machine. The calculated data testify to the determining influence of the hydrodynamic parameters of spatial lattices not only on the parameters of the optimal mode but also on the nature of the dependence of the efficiency and power upon departure from it. The choice of the

most effective method depends on the design stage of the water passage and on the task at hand. Refinement of the calculations performed by the method of averaged parameters is possible using programs for the numerical study of the spatial flow.

**Keywords:** reversible hydraulic machine, water passage, runner, hydrodynamic characteristics, geometric and operating parameters, energy characteristics.

**Вступ.** Споживання енергії відбувається впродовж дня нерівномірно. Ця проблема вирішується шляхом регулювання виробленої енергії за допомогою участі маневрових потужностей. ГАЕС мають високу експлуатаційну маневреність: час пуску і зміни режимів гідроагрегатів ГАЕС складає лише 2–3 хвилини для виходу на повну потужність, тоді як сучасні газотурбінні або парогазові установки вимагають 5–10 хвилин. ГАЕС дають унікальну можливість подвійного регулювання потужності – в генераторному і насосному режимах це дозволяє використати її при рішенні широкого діапазону режимних завдань, пов'язаних з потребами в регулюванні:

- робота в Єдиній енергетичній системі по регулюванню добового графіку навантаження;

- оптимізація роботи теплових та атомних електростанцій, поліпшення їх техніко-економічних показників, зниження шкідливих викидів в атмосферу;

- виконання функцій аварійного резерву генеруючої потужності, що швидко вводиться.

Гідроакумулюючі електростанції отримали широке поширення у світі: нині будеться близько сорока нових ГАЕС у багатьох країнах світу.

**Основна частина.** З проведеного аналізу робіт по дослідженю робочого процесу оборотних гідромашин [1–5] витікає, що нині питанням із створення проточних частин радіально-осьових високонапірних оборотних машин не приділяється належної уваги. Для ГАЕС визначальним, при виборі параметрів, являється насосний режим, оскільки оборотна гідромашина повинна забезпечувати необхідний напір і необхідні характеристики кавітації в насосному режимі роботи за умови досягнення в турбінному режимі при розрахунковому напору необхідної встановленої потужності з максимальним ККД. Різниця оптимального режиму з розрахунковим вимагає ретельного дослідження проточної частини оборотної гідромашини при турбінному режимі з метою обґрутованого визначення розрахункової потужності, резервів підвищення гідралічного ККД і зменшення інтенсивності гідродинамічних нестационарностей.

Покращення енергетичних якостей оборотної гідромашини в першу чергу залежить від гідродинамічних характеристик елементів проточної частини. У теорії робочого процесу використовуються різні підходи до визначення гідродинамічних характеристик лопатевих систем – залежностей, що відображають зв'язок кінематичних, енергетичних і параметрів силової взаємодії від геометричних і режимних параметрів [6–8]. При дослідженні і аналізі гідродинамічних характеристик лопатевих систем (направляючого апарату та робочого колеса) виявляється необхідним знання, як осереднених параметрів потоку, так і розподілу кінематичних

параметрів потоку в характерних перерізах проточної частини.

Аналіз гідродинамічних характеристик окремих елементів проточної частини дозволяє проаналізувати їхній вплив на енергетичні характеристики оборотної гідромашини. Результати такого аналізу є принциповою основою для вирішення великого кола питань, що виникають при проектуванні оборотної гідромашини. Це питання, які стосуються можливості підвищення максимального ККД та підвищення потужності при збереженні рівня ККД, поліпшення виду кривих ККД і потужності при відході від оптимального режиму та ін.

ККД гідротурбіни пов'язаний з гідралічним ККД:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\Delta} \eta_0 ;$$

$$\eta_{\Gamma} = \frac{N_{\Gamma}}{\rho g Q_k H} = \frac{H_T}{H},$$

де  $\eta_{\Gamma}$  – гідралічний ККД;

$N_{\Gamma} = \rho g Q_k H_T$  – гідралічна потужність робочого колеса;

$H_T$  – теоретичний напір оборотної гідромашини у турбінному режимі;

$$\eta_{\Delta} = \frac{N_{\Gamma} - N_{TH}}{N_{\Gamma}} \text{ – дисковий ККД робочого колеса,}$$

що залежить від відносної величини втрат на тертя на зовнішніх поверхнях робочого колеса;

$N_{TH} = M_{TH} \omega$  – потужність тертя на зовнішніх поверхнях робочого колеса;

$M_{TH}$  – момент тертя на зовнішніх поверхнях робочого колеса;

$$\eta_0 = \frac{Q_k}{Q} = \frac{Q - q}{Q} = 1 - \frac{q}{Q} \text{ – об'ємний ККД;}$$

$Q_k$  – витрата через робоче колесо;

$q$  – витрата витоку через ущільнення робочого колеса.

У припущені відсутності об'ємних витоків  $\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\Delta}$ .

Коефіцієнти гідралічного моменту, гідралічної потужності, теоретичного напору і втраченого напору:

$$k_{M\Gamma}^* = \frac{M_{\Gamma}}{\rho \omega^2 D^5}, \quad k_{N\Gamma}^* = \frac{N_{\Gamma}}{\rho \omega^3 D^5};$$

$$k_{HT}^* = \frac{g H_T}{\omega^2 D^2}, \quad k_{h\Gamma}^* = \frac{g h_{\Gamma}}{\omega^2 D^2};$$

$$\text{де } N_{\Gamma} = M_{\Gamma} \omega, \quad H_T = \frac{M_{\Gamma} \omega}{\gamma Q_k}.$$

Зв'язок введених в розгляд безрозмірних комплексів з наведеними величинами,

використовуваними в гідротурбобудуванні, наводиться:

$$k_Q^* = \frac{Q}{\omega D^3} = \frac{30 Q'_I}{\pi n'_I};$$

$$k_H^* = \frac{g H}{\omega^2 D^2} = \frac{30^2 g}{\pi^2 n'^2} = \frac{g K_Q^{*2}}{Q_I'^2};$$

$$k_{HT}^* = \frac{30^2 g \eta_\Gamma}{\pi^2 n_I'^2} = \frac{g \eta_\Gamma K_Q^{*2}}{Q_I'^2};$$

$$k_{NT}^* = k_{HT}^* k_Q^* = \frac{N_\Gamma}{\rho \omega^3 D^5} = \frac{g Q_k H_T}{\omega^3 D^5}.$$

Для встановлення зв'язку безрозмірних комплексів  $k_Q^*$ ,  $k_H^*$ ,  $k_{HT}^*$ ,  $k_{NT}^*$  з наведеними величинами використовуємо рівняння балансу енергії і основне рівняння гідромашин:

$$H = H_T + h_\Gamma, \quad H_T = \frac{(\bar{\Gamma}_1 - \bar{\Gamma}_2)\omega}{2\pi g}$$

в безрозмірній формі:

$$k_H^* = k_{HT}^* + k_{h\Gamma}^*, \quad k_{h\Gamma}^* = \frac{gh_\Gamma}{\omega^2 D^2},$$

де  $k_{h\Gamma}^*$  – коефіцієнт гіdraulічних втрат.

Вирази гіdraulічного ККД і наведених оборотів, витрати, і гіdraulічної потужності  $\eta_\Gamma$ ,  $n_I'$ ,  $Q_I'$ ,  $N_\Gamma$  через коефіцієнти  $k_{HT}^*$ ,  $k_{h\Gamma}^*$  [6]:

$$\eta_\Gamma = \frac{\pi^2 k_{HT}^* \left( \kappa_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L' \right)}{30^2 g} n_I'^2;$$

$$k_{HT}^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q^*, L' \right) + k_h^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q^*, L' \right) = \left( \frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{g}{n_I'^2};$$

$$n_I' = \sqrt{\frac{g 30^2}{(k_{HT}^* + k_h^*) \pi^2}};$$

$$Q_I' = \frac{\pi}{30} k_Q^* n_I';$$

$$\begin{aligned} \eta_\Gamma &= \frac{k_{HT}^* \left( \kappa_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right)}{k_H^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q^*, L' \right)} = \\ &= \frac{k_{HT}^* \left( \kappa_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right)}{k_{HT}^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q^*, L' \right) + k_h^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q^*, L' \right)}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{I\Gamma} = \frac{N_\Gamma}{D^2 H \sqrt{H}} &= \frac{k_{NT}^* \rho \omega^3 D^5}{D^2 H \sqrt{H}} = \rho \frac{\pi^3}{30^3} k_{HT}^* k_Q^* n_I'^3 = \\ &= \frac{\rho k_{HT}^*}{k_Q^{*2}} Q_I'^3. \end{aligned}$$

За допомогою кінематичних комплексів  $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$  і

$k_Q^*$  наводимо наближені умови кінематичної подібності потоків в характерних перетинах проточної частини обертоної гідромашини – на вихіді з направляючого апарату, на вході та вихіді з робочого колеса, на вході у відсмоктувачу трубу [6, 9–11]. Основне рівняння встановлює зв'язок безрозмірних кінематичних комплексів (коєфіцієнтів осереднених циркуляцій) у вхідному і вихідному перетинах робочого колеса, що обертається з постійною частотою обертання  $\omega = \text{const}$ :

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = k \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - (1-k)\mu + (1-k)\frac{\pi}{2}\Lambda^2 k_Q,$$

де  $k, \mu, \Lambda$  – гідродинамічні параметри просторової решітки, визначаються геометрією вихідної частини лопаті робочого колеса;

$k$  – коефіцієнт прозорості решітки;

$\Lambda$  – залежить від вихідної кромки і місця розташування її в меридіональній проекції;

$\mu$  – залежить від розподілу кутів уздовж вихідної кромки;

$k_Q^* = \frac{Q}{\omega D^3} = \frac{30 Q'_I}{\pi n'_I}$  – режимний параметр.

Від розмірних співвідношень для інтегральних параметрів взаємодії потоку з робочим колесом доцільно перейти до залежностей між безрозмірними комплексами. Застосування безрозмірних комплексів дозволяє представити опис взаємодії потоку з робочим колесом в узагальненій формі.

Рівняння характеристик моменту, напору та потужності:

$$k_{MT}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^{*2} - \frac{(1-k)\Lambda^2}{4} k_Q^*;$$

$$k_{HT}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2;$$

$$k_{NT}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^{*2} - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2 k_Q^*;$$

$$k_{NT}^* = k_{MT}^*.$$

Наведемо вирази, що встановлюють зв'язок приведених параметрів з безрозмірними комплексами, та виражають загальні закономірності взаємодії потоку з робочого колеса обертоної машини. Досвід показує справедливість рівнянь теоретичних

характеристик оборотної гідромашини в досить широкому діапазоні робочих режимів. Залежності для гіdraulічного ККД,  $n'_I$ ,  $Q'_I$  та  $N'_I$ :

$$\eta_\Gamma = \left( \frac{\pi}{30} \right)^2 \frac{(1-k)}{2\pi g} \left[ \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{\Lambda^2}{4} \right] n'^2; \\ n'_I = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g\eta_\Gamma}{(1-k) \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)\Lambda^2}{4}}}; \\ Q'_I = k_Q^* \sqrt{\frac{g\eta_\Gamma}{(1-k) \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)\Lambda^2}{4}}}; \\ N'_I = \gamma k_Q^* \eta_\Gamma \sqrt{\frac{g\eta_\Gamma}{(1-k) \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)\Lambda^2}{4}}}.$$

В даній роботі були проведені чисельні дослідження оборотної гіdraulічної машині ОРО500–В–100.

На рис. 1 наведені теоретичні та енергетичні залежності  $\eta = f(k_Q^*)$ ,  $k_{N\Gamma}^* = f(k_Q^*)$ ,  $\eta = f(k_Q^*)$ ,  $N_I^* = f(k_Q^*)$  при  $n_I^* = \text{const}$ .

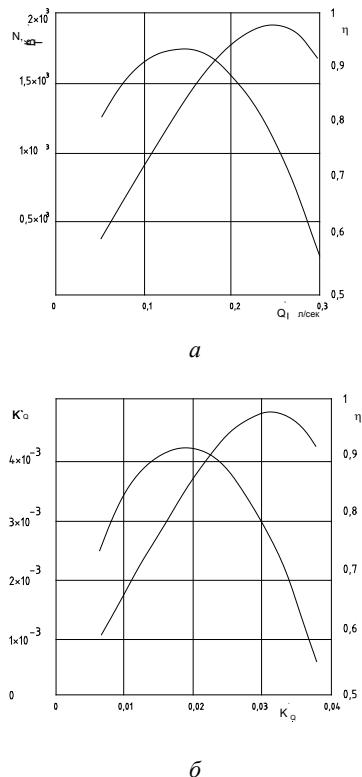


Рис. 1. Теоретичні та енергетичні залежності ОРО500–В–100:  
 а – залежності  $\eta = f(k_Q^*)$ ,  $k_{N\Gamma}^* = f(k_Q^*)$ ; б – залежності  $\eta = f(k_Q^*)$ ,  $N_I^* = f(k_Q^*)$

Характер залежностей наведених на рис. 1 підтверджує доцільність використання безрозмірних комплексів для розрахунку та аналізу енергетичних залежностей оборотної гідромашини.

Для проведення чисельного дослідження просторового потоку в проточній частині високонапірної оборотної гідромашини необхідним є створення твердотільної моделі в програмі CAD (рис. 2).



Рис. 2. Твердотільна модель ОРО500–В–100

Розрахункова сітка створена для кожного елемента проточної частини. Для статора, направляючого апарату і робочого колеса був застосований секторний підхід, що дозволило скоротити час проведення розрахунків (рис. 3). Загальна кількість комірок розрахункової сітки становить 8,5 млн. (підвід – 6 млн., робоче колесо – 1 млн., відсмоктувача труба – 1,5 млн.). В областях кромок проведено згущення сітки. В якості моделі турбулентності обрана стандартна  $k-\epsilon$  модель, середнє значення  $y+ = 35$  (що допустимо для обраної моделі турбулентності) [13–20].

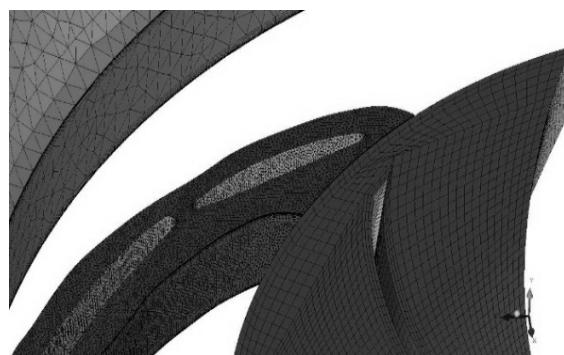


Рис. 3. Розрахункова сітка ОРО500–В–100

В якості граничних умов були прийняті режимні параметри  $(Q_I^*, n_I^*)$  з універсальної характеристики. Обрані три режими роботи на оптимальному відкритті лопаток направляючого апарату (рис. 4).

Чисельне дослідження ОРО500–В–100 в турбінному режимі роботи були проведені в програмному комплексі OpenFOAM. Результати дослідження зведені в табл. 1.

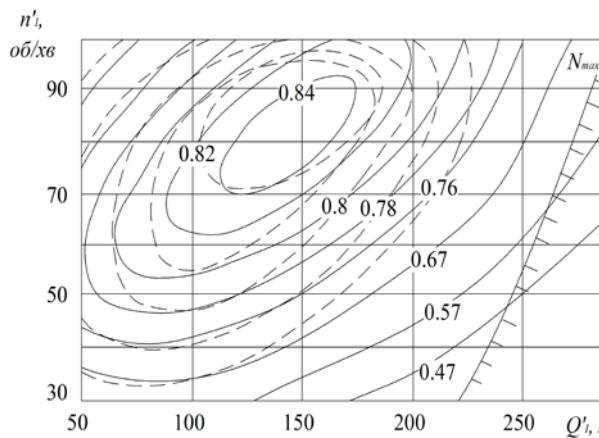


Рис. 4. Універсальна характеристика OPO500-B-100

Таблиця 1 – Результати розрахунків енергетичних показників OPO500–B–100

$n'_I$ , об/хв	$Q'_I$ , м <sup>3</sup> /с	$N$ , кВт	$M$ , Н·м	$k_Q^*$	$\eta$ , % (3D)	$\eta$ , % (експеримент)	$\eta$ , % (розрахунок)
85	0,140	11,05	201,1	0,016	82,1	82,5	84,3
78	0,145	11,38	210,2	0,018	78,5	81,0	84,4
92	0,133	10,04	170,8	0,014	81,6	80,5	82,5

Для візуалізації течії рідини в елементах проточої частини (в оптимальному режимі роботи) були отримані поля розподіл швидкостей в підводі, робочому колесі і відсмоктувачій трубі (рис. 5–8).

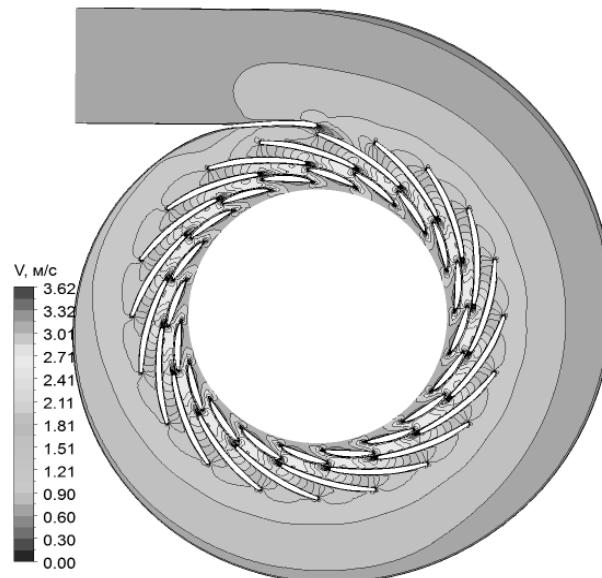


Рис. 5. Розподіл абсолютної швидкості в підводі на оптимальному режимі роботи

Чисельне дослідження показало, що в спіральній камері тихохідної високонапірної оборотної гідромашині спостерігається вихрова структура течії (рис. 8).

Аналіз результатів, отриманих при проведенні чисельних розрахунків просторової течії в'язкої рідини в робочих колесах радіально-осьової оборотної гідромашини в програмному комплексі OpenFOAM,

наочно показує особливості течії і дозволяє визначити характер розподілу швидкості, тиску, кутів потоку, що створюють лопатеві системи, забезпечуючи їх обґрунтоване проектування.

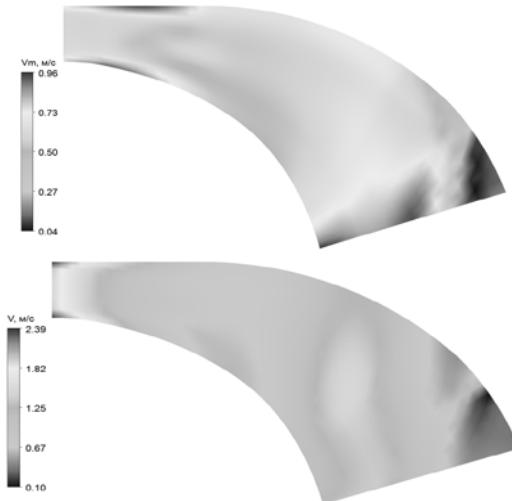


Рис. 6. Розподіл компонентів швидкості в меридіональному перетині лопаті робочого колеса (меридіональна і відносна)

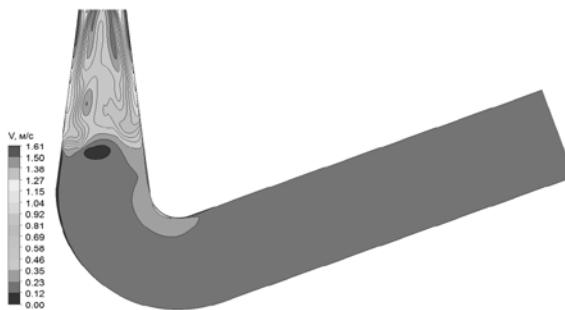


Рис. 7. Поля абсолютної швидкості у відсмоктувачій трубі

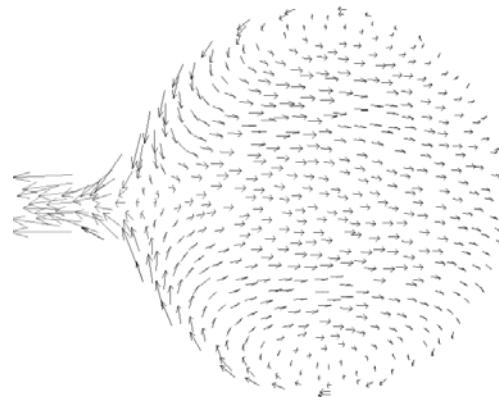


Рис. 8. Вихрова структура потоку в СК в оптимальному режимі (меридіональний перетин)

Проектування високонапірних оборотних гідромашин з високими енергетичними показниками базується на досліджені балансу енергії. Загальний ККД гідромашини складається з гідравлічного, дискового та об'ємного. Аналіз існуючих результатів досліджень показав, що гідравлічні втрати займають

значну долю від загальних, тому в ході роботи були визначені гіdraulічні втрати в елементах проточної частини насос-турбіни ОРО500–В–100 на основі методу осереднених безрозмірних параметрів та методу просторової течії (рис. 9).

В ході аналізу втрат в елементах проточної частини високонапірної оборотної гідромашини було визначено, що в елементах підводу (спіральній камері, статорі та направляючому апараті) значення втрат найбільші.

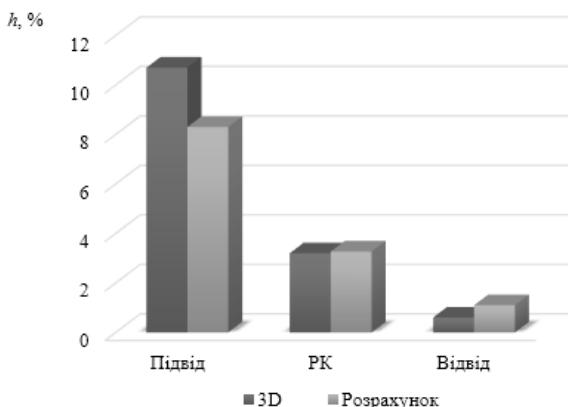


Рис. 9. Значення гіdraulічних втрат в елементах проточної частини

**Висновки:** Для визначення гідродинамічних характеристик оборотної гідромашини в турбінному режимі необхідно знання безрозмірних комплексів. Застосування безрозмірних параметрів дозволяє повніше розкрити закономірності робочого процесу гідромашини та оцінити вплив геометрії робочих органів на енергетичні характеристики. Уточнювати проведені розрахунки можливо завдяки програмам для чисельного дослідження просторової течії. Вибір найбільш ефективного методу залежить від стадії проектування проточної частини та від поставленої задачі.

#### Список літератури

- Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы*. Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
- Рябенко О. А., Клюха О. О., Тимошук В. С. Роль ГАЭС в работе энергосистем. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. Київ. 2014. № 2. С. 167–170.
- Кучерява І. М., Сорокіна Н. Л. Шляхи регулювання графіків навантаження та управління споживанням електричної енергії. *Гідроенергетика України*. 2007. № 4. С. 36–44.
- Синюгин В. Ю., Магрук В. И., Родионов В. Г. *Гидроаккумулирующие электростанции в современной электроэнергетике*. Москва: ЭНАС, 2008. 352 с.
- Тихомирова Н. В. ГАЭС на развивающемся энергорынке: инновации и инвестиции. *Гидротехническое строительство*. 2005. № 6. С. 30–37.
- Колычев В. А., Дранковский В. Э., Мараховский М. Б. *Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбин*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. 216 с.
- Колычев В. А., Миронов К. А., Тыньянова И. И. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидравлической турбине. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2005. № 1/2 (13). С. 95–106.
- Колычев В. А., Миронов К. А., Тыньянова И. И. Общие закономерности рабочего процесса и их применение для расчета и анализа энергетических характеристик гидротурбин. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. Харків. 2006. № 4/3 (22). С. 54–64.
- Дранковский В. Э., Резвайя К. С. К расчету гидродинамических характеристик высоконапорной обратимой гидромашини в турбинном режиме работы на основе математического описания ее рабочего процесса. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 3. P. 125–129.
- Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.7.13
- Дранковский В. Э., Хавренко М. Ю. Определение расчетных параметров высоконапорных обратимых гидромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 81–84.
- Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S., Krupa E. S. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 53–57.
- Дедков В. Н. Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазона напоров  $H = 70\text{--}700$  м. *Проблемы машиностроения*. 2008. Т. 11, № 1. С. 7–11.
- Селезнев В. Н. Расчетное определение энергетических характеристик радиально-осевой насос-турбины на основе трехмерного моделирования течения жидкости. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2013. Т. 15, № 4–2. С. 583–587.
- Nilsson H., Servantes M. Effect of inlet boundary conditions, on the computed flow in the Turbine-99 draft tube, using OpenFOAM and CFX. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (19–23 August 2012, China, Beijing)*. Beijing, 2012.
- Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 129. 2016.
- Elin A., Lugova C., Kolesnik E. Testing of the CFX-5 package on the examples of flow of liquid and gas in the running parts of VNIIAEN specialization pumps: flow modeling in the flow part of the intermediate stage of the multistage centrifugal pump. *Scientific and practical journal "Pumps and equipment"*. 2007. Vol. 6 (47). P. 42–46.
- Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
- Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005. Vol. 14. P. 136–141.
- Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
- Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015. Vol. 579.

#### References (transliterated)

- Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii razvitiya gidroenergetiki Ukrayini [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Nauchnye raboty*. Kharkov. 2014, vol. 53, issue 40, pp. 82–86.
- Ryabenko O. A., Klyukha O. O., Tymoshchuk V. S. Rol' HAES v roboti enerhosistem [The role of PSP in the operation of power systems]. *Vymiryuval'na ta obchyslyuval'na tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh*. Kyiv. 2014, no. 2, pp. 167–170.
- Kucheryava I. M., Sorokina N. L. Shlyakhy rehulyuvannya hrafikiv navantazhennya ta upravlinnya spozhyvannym elektrychnoyi enerhiyi [Ways of adjusting load schedules and controlling the consumption of electric energy]. *Hidroenerhetyka Ukrayiny*. 2007, no. 4, pp. 36–44.

4. Sinyugin V. Yu., Magruk V. I., Rodionov V. G. *Gidroakkumuliruyushchie elektrostantsii v sovremennoy elektroenergetike* [Pumped-storage power plants in modern power industry]. Moscow, ENAS Publ., 2008. 352 p.
5. Tikhomirova N. V. GAES na razvivayushchemsyu energorynke: innovatsii i investitsii [PSP in the emerging energy market: innovation and investment]. *Gidrotekhnicheskoe stroitel'stvo*. 2005, no 6, pp. 30–37.
6. Kolychev V. A., Drankovskiy V. E., Marakhovskiy M. B. *Raschet gidrodinamicheskikh kharakteristik napravlyayushchikh apparatov gidroturbiny* [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the wicket gate of the hydraulic turbine]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2002. 216 p.
7. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. *Raschet i analiz balansa poter' energii v vysokonapornoj radial'no-osevoy gidravlicheskoy turbine* [Calculation and analysis of the energy loss balance in a high-head Francis hydroturbine]. *Skhidno-Yevropeys'kyy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2005, no. 1/2 (13), pp. 95–106.
8. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. *Obshchie zakonomernosti rabocheego protsesssa i ikh primenenie dlya rascheta i analiza energeticheskikh kharakteristik gidroturbin* [General regularities of the working process and their application for the calculation and analysis of the energy characteristics of hydroturbines]. *Skhidno-Yevropeys'kyy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2006, no. 4/3 (22), pp. 54–64.
9. Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S. *K raschetu gidrodinamicheskikh kharakteristik vysokonapornoj obratimoy gidromashiny v turbinnom rezhime raboty na osnove matematicheskogo opisaniya ee rabocheego protressa* [To the calculation of the hydrodynamic characteristics of a high-head reversible hydraulic machine in a turbine mode of operation based on a mathematical description of its operation]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 3, pp. 125–129.
10. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. *The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine*. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 7 (1229), pp. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
11. Drankovskiy V. E., Khavrenko M. Yu. *Opredelenie raschetnykh parametrov vysokonapornyykh obratimyykh gidromashin* [Determination of design parameters of high-pressure reversible hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 81–84.
12. Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S., Krupa E. S. *Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode*. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 53–57.
13. Dedkov V. N. *Opredelenie raschetnykh parametrov obratimyykh gidromashin dlya diapazona naporov N = 70–700 m* [Determination of the design parameters of reversible hydraulic machines for the range of head H = 70–700 m]. *Problemy mashinostroeniya*. 2008, vol. 11, no. 1, pp. 7–11.
14. Seleznev V. N. *Raschetnoe opredelenie energeticheskikh kharakteristik radial'no-osevoy nasos-turbiny na osnove trekhmernogo modelirovaniya techeniya zhidkosti* [Calculated determination of the energy characteristics of a radial-axial pump turbine based on three-dimensional modeling of fluid flow]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*. 2013, vol. 15, no. 4–2, pp. 583–587.
15. Nilsson H., Servantes M. *Effect of inlet boundary conditions, on the computed flow in the Turbine-99 draft tube, using OpenFOAM and CFX*. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (19–23 August 2012, China, Beijing)*. Beijing, 2012.
16. Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. *The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump*. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 129. 2016.
17. Elin A., Lugova C., Kolesnik E. *Testing of the CFX-5 package on the examples of flow of liquid and gas in the running parts of VNIIAEN specialization pumps: flow modeling in the flow part of the intermediate stage of the multistage centrifugal pump*. *Scientific and practical journal "Pumps and equipment"*. 2007, vol. 6 (47), pp. 42–46.
18. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P. *Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling*. *Open Engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
19. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. *Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation*. *Journal of Thermal Science*. 2005, vol. 14, pp. 136–141.
20. Bychkov I. M. *Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems*. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
21. Stefan D., Rudolf P. *Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model*. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015, vol. 579.

Наційна (received) 21.05.2019

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

**Тин'янова Ірина Іванівна (Тин'янова Ирина Ивановна, Tynyanova Irina Ivanovna)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гіdraulічні машини» ім. Г. Ф. Прокури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1185-3458>; e-mail: t.iranai@ukr.net

**Дранковський Віктор Едуардович (Дранковский Виктор Эдуардович, Drankovskiy Viktor Eduardovich)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гіdraulічні машини» ім. Г. Ф. Прокури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9011-2094>; e-mail: drankovskiy50@ukr.net

**Резвай Ксенія Сергіївна (Резвая Ксения Сергеевна, Rezvaya Kseniya Sergeevna)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Гіdraulічні машини» ім. Г. Ф. Прокури», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2457-0097>; e-mail: rezvayaks@gmail.com

**Косоруков Олександр Володимирович (Косоруков Александр Владимирович, Kosorukov Oleksandr Volodymirovich)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гіdraulічні машини» ім. Г. Ф. Прокури», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2854-2667>; e-mail: kosorukov@gmail.com

ПРИКЛАДНІ  
ДОСЛІДЖЕННЯ

APPLIED  
RESEARCH

**O. В. ЛЕВЧЕНКО, О. П. ГУБАРЕВ**

## **ФУНКЦІОНАЛЬНА СТРУКТУРА СИСТЕМИ ГІДРОПРИВОДУ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ЙОГО ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ РЕЖИМІВ**

Розглянуто структуру систем промислового гідроприводу з великою кількістю виконавчих пристрій з метою визначення енергетичної ефективності системи шляхом моделювання її роботи протягом терміну експлуатації. Запропоновано узагальнену структуру гідравлічної системи з розподілом її на логічну та експлуатаційну складові. Представлено загальну компоновку у вигляді операційних блоків, які відповідають за технологічні операції, та рівні забезпечення алгоритму роботи системи та її енергозабезпечення. Детально проаналізовано логічний рівень системи з розподілом на рівні складності реалізації алгоритму гідравлічної системи. Встановлено, що логічна взаємодія приводів може призводити до одночасного спрацювання виконавчих пристрій і як наслідок збільшення рівня енергоспоживання системи в певні проміжки часу її роботи. Додатково встановлено, що в гідравлічних системах з паралельними та альтернативними гілками роботи може відбуватись зміщення часу одночасної роботи декількох виконавчих пристрій від одного робочого циклу до іншого внаслідок зміни експлуатаційних характеристик одночасно працюючих виконавчих пристрій. Встановлено необхідність проведення моделювання багатопривідних систем промислового гідроприводу з метою визначення рівня енергетичного споживання. Визначено особливості моделювання систем промислового гідроприводу різних рівнів складності.

**Ключові слова:** гідропривід, енергетична ефективність, експлуатаційний режим, функціональна структура, моделювання, логічний рівень.

**O. В. ЛЕВЧЕНКО, А. П. ГУБАРЕВ**

## **ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ СТРУКТУРА СИСТЕМЫ ГИДРОПРИВОДА ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ**

Рассмотрена структура систем промышленного гидропривода с большим количеством исполнительных устройств с целью определения энергетической эффективности системы путем моделирования ее работы в течение срока эксплуатации. Предложена обобщенная структура гидравлической системы с распределением ее на логическую и эксплуатационную составляющие. Представлена общая компоновка в виде операционных блоков, отвечающих за технологические операции, и уровней обеспечения алгоритма работы системы и ее энергообеспечения. Детально проанализированы логический уровень системы с делением на уровни сложности реализации алгоритма гидравлической системы. Установлено, что логическое взаимодействие приводов может приводить к одновременному срабатыванию исполнительных устройств и как следствие увеличению уровня энергопотребления системы в определенные промежутки времени ее работы. Дополнительно установлено, что в гидравлических системах с параллельными и альтернативными ветвями работы может происходить смещение времени одновременной работы нескольких исполнительных устройств от одного рабочего цикла к другому вследствие изменения эксплуатационных характеристик одновременно работающих исполнительных устройств. Установлена необходимость проведения моделирования многоприводных систем промышленного гидропривода с целью определения уровня энергетического потребления. Определены особенности моделирования систем промышленного гидропривода различных уровней сложности.

**Ключевые слова:** гидропривод, энергетическая эффективность, эксплуатационный режим, функциональная структура, моделирование, логический уровень.

**O. LEVCHENKO, O. GUBAREV**

## **FUNCTIONAL STRUCTURE OF THE HYDRAULIC SYSTEM BY MODELING ITS OPERATING MODES**

The structure of industrial hydraulic systems with a large number of actuators is considered in order to determine the energy efficiency of the system by modeling its operation during its lifetime. The generalized structure of the hydraulic system with its distribution into the logical and operational components is proposed. The general layout in the form of operational units responsible for technological operations, and levels of maintenance of the algorithm of system operation and its power supply are presented. The logical level of the system with distribution on the complexity of implementation of the algorithm of the hydraulic system is analyzed in detail. It is established that the logical interaction of drives can lead to the simultaneous operation of the actuators and as result of increasing the energy consumption of the system at certain intervals of its operation. It is further established that in hydraulic systems with parallel and alternative branches of work there may be a shift in the time of simultaneous operation of several actuators from one working cycle to another due to the change in the performance of simultaneously operating actuators. The necessity of modeling multifunctional systems of industrial hydraulic drive with the purpose of determining the level of energy consumption is established. The features of modeling of systems of the industrial hydraulic drive of various levels of complexity are determined.

**Keywords:** hydraulic system; energy efficiency, operational mode, functional structure, modeling, logical level.

**Вступ.** В загальному випадку ефективність представляє собою відношення корисного ефекту (результату) до витрат на його одержання. Ефективність гідравлічної системи, так само як і ефективність будь-якої іншої системи чи окремого апарату, може визначатись в залежності від обраних критеріїв оцінювання ефективності. Для технічних систем, до яких відноситься і гідравлічна система, прийнято розглядати питання ефективності з точки

зору рівня енергетичного споживання, тобто зводиться до визначення енергетичної ефективності [1–8].

Енергетична ефективність (коєфіцієнт корисної дії) системи гідроприводу може бути визначений відношенням корисної роботи, виконаної виконавчими пристроями системи до затраченої енергії, спожитої гідравлічною насосною станцією. Таким чином, при визначенні енергетичної

ефективності, постає питання максимально точного визначення корисної роботи та рівня енергоспоживання гіdraulічної системи. Корисна робота системи може бути визначена через експлуатаційні характеристики виконавчих пристрій з урахуванням особливостей пов'язаних з їх спільною роботою та взаємний вплив для систем з великою кількістю виконавчих пристрій. Затрачена енергія може бути визначена по експлуатаційним характеристикам насосної станції з аналогічним врахуванням спільної роботи і взаємного впливу для систем з кількістю гіdraulічних насосів два і більше.

**Аналіз літературних джерел.** За відомими прикладами визначення енергетичної ефективності може бути зведене до моделювання окремо виконавчої частини гіdraulічної системи і моделювання роботи насосної станції з подальшим їх співвідношенням [9–14].

Проте енергетична ефективність системи на даному етапі розвитку техніки не є визначальною з точки зору економіки роботи підприємств, які використовують гіdraulічні системи в виробничому процесі. Тобто при визначенні енергетичної ефективності не враховується велика кількість таких факторів і показників системи, як наприклад, економічні, технологічні, технічні тощо, які в значній мірі впливають на ефективність гіdraulічної системи в цілому [15–20].

Таким чином, пропонується і є актуальним визначення експлуатаційної ефективності гіdraulічної системи, яка б враховувала як енергетичну, так і економічну ефективність, тобто не лише витрату енергоносіїв, а й вартість обладнання, вартість експлуатації, розподіл часу за режимами, обслуговування, ремонтів та інших експлуатаційних факторів роботи гіdraulічної системи.

**Основна частина.** Для моделювання виконавчої частини попередньо необхідно представити загальну структуру гіdraulічної системи. Гіdraulічна система має фіксовану кількість експлуатаційних операцій, які виконуються в заданій послідовності у відповідності до робочого циклу та які мають відповідні експлуатаційні характеристики. Експлуатаційні операції виконуються операційними блоками, які представляють собою комплект гіdraulічного обладнання, призначений для виконання конкретної технологічної чи експлуатаційної операції.

Таким чином, за реалізацію заданої послідовності виконання експлуатаційних операцій, тобто реалізацію фіксованої послідовності спрацювань операційних блоків, відповідає логічна складова системи, а за дотриманням експлуатаційних характеристик кожної з операцій відповідає експлуатаційна складова (рис. 1).

Дотримання експлуатаційних характеристик кожної операції гіdraulічної системи реалізується кожним операційним блоком, а апарати логічної складової реалізують послідовність спрацювання операційних блоків. Узагальнена структура гіdraulічної системи може бути представлена на рис. 2.

Операційні блоки виконують конкретну технологічну або експлуатаційну операцію і мають різномірний склад. Структура кожного операційного блоку може бути представлена в вигляді рівнів апаратів в залежності від їх призначення (рис. 3).

Таким чином, всі апарати гіdraulічної системи розподіляються на п'ять рівнів в залежності від їх призначення, причому апарати 3-х рівнів (виконавчого, керуючого та інформаційного) входять до складу кожного з операційних блоків. Апарати логічного рівня є спільними для всіх операційних блоків, а апарати енергетичного рівня можуть бути як спільними для всіх операційних блоків, так і бути окремими для кожної операції в залежності від рівнів тисків і витрат цієї операції та варіанту реалізації системи підготовки робочої рідини (рис. 3).



Рис. 1. Складові гіdraulічної системи

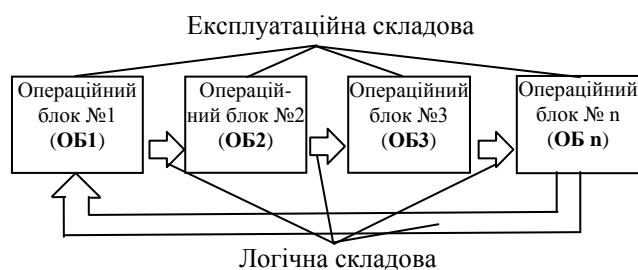


Рис. 2. Взаємодія логічної і експлуатаційної складової системи

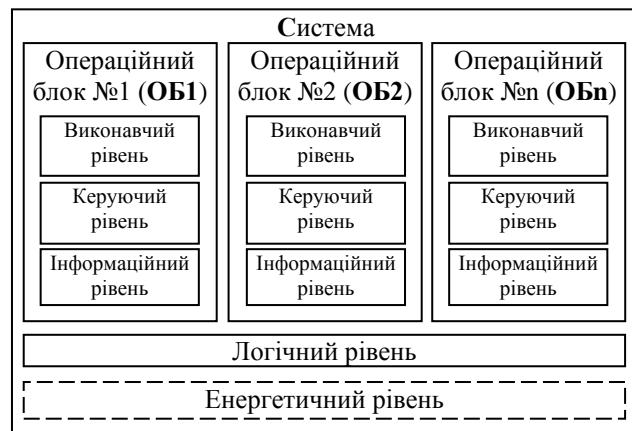


Рис. 3. Структура системи і операційних блоків

Вочевидь, експлуатаційна та логічна складові є залежними між собою та безпосередньо впливають одна на одну. Цей вплив і зв'язок обох складових реалізується двома видами потоків: інформаційним і енергетичним (рис. 4).

До сигналів інформаційного потоку, в загальному випадку, відносимо всі сигнали, які не використовуються для безпосереднього виконання експлуатаційної чи технологічної операції. До цих сигналів відносяться наступні типи сигналів:

1. Сигнали стану:

- сигнали стану виконавчого пристрою;
- сигнали стану експлуатаційних параметрів робочої рідини;
- сигнали пульта керування (операторської панелі).

2. Сигнали логічні:

- для апаратів керуючого рівня;
- для апаратів енергетичного рівня;
- для пульта керування.

Сигнали стану виконавчого пристрою в гіdraulічній системі – це сигнали (гіdraulічні або електричні), які генерують пристрій інформаційного рівня, а саме датчики контролю стану виконавчого пристрою. Для гіdraulічних виконавчих пристрій може бути застосовано три типи контролю і відповідно три типи датчиків стану:

1. Контроль по положенню робочого органу (застосовується, як правило, для виконавчих

пристроїв лінійного руху) – датчик положення, потенціометр, енкодер.

2. Контроль по тиску в робочій камері (як варіант непрямого контролю по зусиллю або крутному моменту) – датчик тиску, реле тиску (для реалізації контролю по зусиллю – тензодатчик, електронний динамометр).

3. Контроль по часу (як варіант непрямого контролю по лінійній або кутовій швидкості) – реле витримки часу. В гідросистемах також може бути використане реле або датчик витрати.

До сигналів стану експлуатаційних параметрів робочої рідини відносяться сигнали апаратів інформаційного рівня, які виконують контроль основних параметрів роботи гідросистеми, таких як:

- тиск – датчик і реле тиску;
- витрата – датчик і реле витрати;
- рівень робочої рідини – датчик і реле рівня;
- температура – датчик і реле температури.

Всі апарати контролю експлуатаційних параметрів робочої рідини ділімо на дві категорії:

1. Індикатори – пристрій призначений для контролю і відображення вимірюваної величини. Ці пристрій не впливають як на сам параметр, так і на роботу системи в цілому. До цієї категорії відносяться індикатори тиску (манометри, вакуумметри, мановакуумметри), індикатори витрати (витратоміри), індикатори рівня (вказівні колонки, оглядові вікна), індикатори температури (термометри).

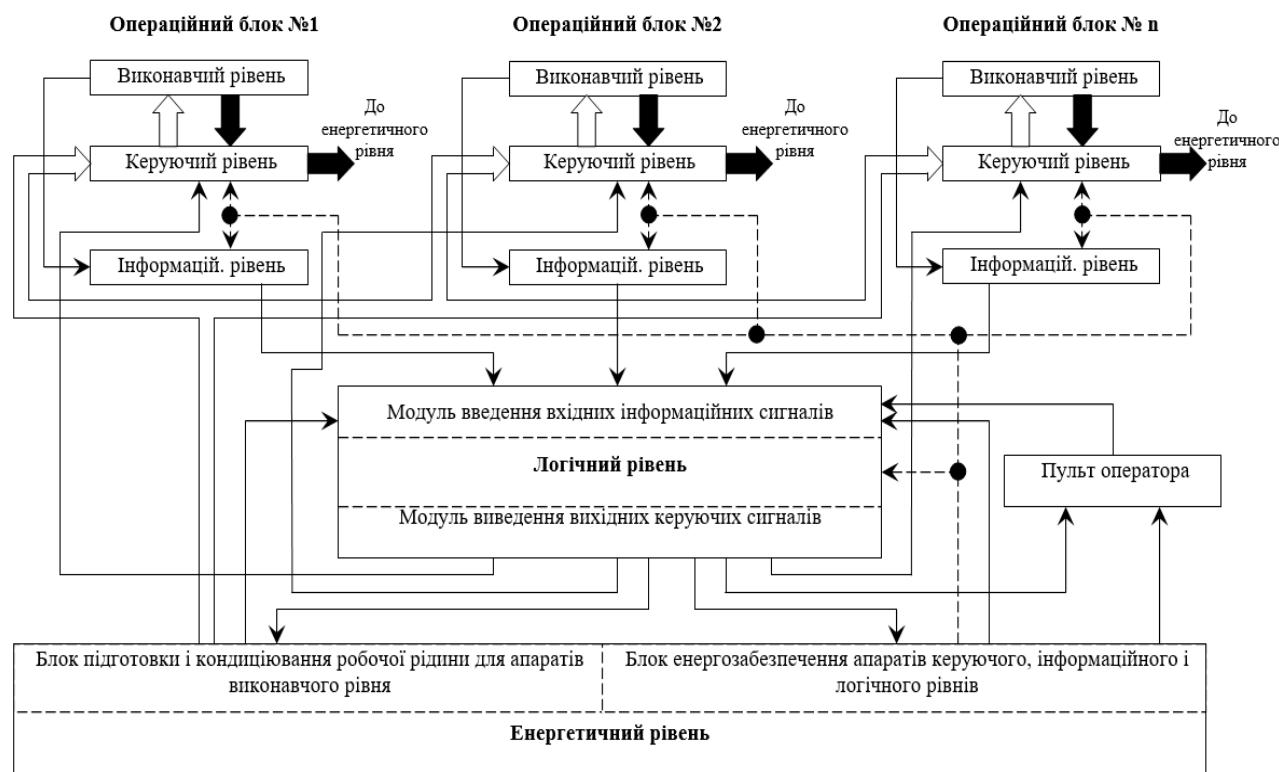


Рис. 4. Енергетична і інформаційна взаємодія апаратів різних рівнів:

—>, —>, - -> – енергетичний потік; —> – інформаційний потік

2. Реле – пристрой призначений для контролю вимірюваної величини. Як правило, ці апарати не відображають значення вимірюваної величини, але можуть впливати і змінювати її, так і роботу системи в цілому. До цієї категорії відносяться такі пристрой, як реле тиску, реле витрати, реле рівня і реле температури.

Дуже часто, сучасні пристрой контролю експлуатаційних параметрів робочої рідини можуть поєднувати в одному апаратові функції як індикатора, так і реле. До цього типу відносять такі апарати, як наприклад, електроконтактні манометри, електронні реле тиску з індикацією, електронні манометри, які можуть мати ще більше функцій, таких як, датчик тиску, декілька реле тиску та манометр в одному апараті.

До сигналів пульта керування (операторської панелі) відносяться сигнали інформаційного рівня, які генеруються пультом керування в залежності від дій оператора. Ці сигнали, як правило, електричні (хоча можуть бути і гідралічні) і передаються від кнопок пульта або текстових чи графічних операторських панелей до апаратів логічного рівня.

Логічні сигнали апаратів керуючого рівня генеруються пристроями логічного рівня і передаються на керуючі пристрой кожного операційного блоку (гідралічні клапани) і можуть бути як гідралічні, так і електричні, в залежності від способу реалізації логічного рівня.

Логічні сигнали апаратів енергетичного рівня призначенні для керування експлуатаційними характеристиками насосного апарату та підтримання заданих значень робочої рідини (тиск, витрата, температура, рівень).

До логічних сигналів пульта керування відносяться всі сигнали стану виконавчих пристрой та сигналі експлуатаційних параметрів робочої рідини та гідросистеми, які необхідні оператору для правильного та безпечної вибору режиму роботи та експлуатації гідралічної системи.

До енергетичних сигналів відносяться сигнали, призначенні для енергозабезпечення і виконання безпосередньо експлуатаційної чи технологічної операції і характеризуються, як правило, значно більшою потужністю в порівнянні з сигналами інформаційного потоку. До цих сигналів відносяться наступні типи сигналів:

- а) апаратів керуючого (виконавчого) рівня;
- б) апаратів керуючого, інформаційного рівня, логічного рівня та пульта оператора.

До сигналів енергозабезпечення апаратів керуючого (виконавчого) рівня відноситься направлений потік робочої рідини з надлишковим тиском, створюваний основним гідралічним насосом (насосами) і призначений для безпосереднього виконання виконавчим пристроєм експлуатаційної чи технологічної операції.

Сигнали енергозабезпечення апаратів керуючого, інформаційного, логічного рівня та пульта керування можуть бути як гідралічні, так і електричні і призначенні для забезпечення працездатності апаратів

цих рівнів. Гідралічні сигнали цього рівня можуть генеруватись як окремими джерелами живлення, так і використовувати частину основного потоку локально по місцю розташування відповідного апарату. Електричні сигнали формуються підсистемою електrozабезпечення енергетичного рівня (блоки живлення, випрямлячі, трансформатори тощо).

*Керуючий рівень.* Логічний рівень гідралічної системи на даному етапі розвитку виробництва може бути реалізованим 4-ма основними варіантами:

Механічна реалізація – за допомогою спеціальних важелів, направляючих, барабанів з прорізями або виступами. На сьогоднішній день при автоматизації виробництва фактично не використовується.

Гідралічна реалізація – за допомогою гідралічних клапанів та гідралічних логічних елементів («І», «АБО», «НІ») шляхом певної послідовності їх взаємного підключення. Ще має достатньо активне застосування в гідроприводах мобільних машин.

Електрична реалізація – у вигляді електро-релейних схем, виконаних шляхом паралельного та послідовного підключення груп контактів електромагнітних реле, кнопок, кінцевих вимикачів тощо.

Електронна реалізація – за допомогою програмованих логічних контролерів (ПЛК) шляхом написання керуючої програми роботи системи.

Причиною вибору того чи іншого варіанту реалізації логічного рівня системи може бути велика кількість різних факторів, таких як складність алгоритму функціонування системи, кількість виконавчих пристрой, пожежо- та вибухонебезпеки приміщення та виробництва, необхідність частої зміни чи корегування алгоритму роботи системи тощо.

Зазвичай для систем з нескладними алгоритмами роботи системи, невеликою кількістю виконавчих пристрой (до 5), які працюють в умовах пожежо- та вибухонебезпеки та не потребують частої зміни логіки роботи системи застосовується гідралічна реалізація логічного рівня системи.

Для систем з більш складними алгоритмами роботи системи, більшою кількістю виконавчих пристрой (до 10), але які не працюють в умовах підвищеної пожежо- та вибухонебезпеки може бути застосований електричний варіант реалізації логічного рівня гідралічної системи.

Системи з складними алгоритмами, великою кількістю виконавчих пристрой (більше 10) та необхідністю частої переналадки або зміни алгоритму системи використовують електронну реалізацію логічного рівня системи.

Дуже важливу роль на вибір варіанту реалізації системи впливає саме складність гідралічної системи, клас якої не залежить від кількості виконавчих пристрой, а залежить від порядку їх спрацювання та типу (наприклад, однорежимні чи багаторежимні). По критерію складності виділяємо шість основних типів складності системи:

1. Системи 1-го класу складності – це системи, в яких в кожному такті виконується лише одна експлуатаційна чи технологічна операція і в циклі застосовуються лише однорежимні операції.

Однорежимними називаються операції, які впродовж одиничного циклу спрацьовують один раз (під одним спрацюванням виконавчого пристрою мається на увазі виконання однієї прямої та зворотної дії).

Приклад робочого циклу системи 1-го класу складності може мати наступний вигляд:

$$\bar{1}-2-\bar{1}-3-4-5-\bar{5}-\bar{4}-\bar{3}-6-\bar{6}-\bar{2}-7-8-\bar{8}-\bar{7}-9-\bar{9}-10-\bar{10},$$

де  $\bar{1}$ ,  $2$ ,  $3$  – прямі дії (виконання корисної роботи) операцій 1, 2 та 3;

$\bar{1}$ ,  $\bar{2}$ ,  $\bar{3}$  – зворотні дії (повернення у вихідне положення) операцій 1, 2 та 3.

Під практичним прикладом системи 1-го класу складності розглянемо роботу гідрофікованого свердлильного верстата, який працює в автоматичному режимі та має п'ять експлуатаційних операцій (рис. 5).

Робочий цикл верстата має наступний вигляд:

$$\bar{1}-2-\bar{1}-3-4-\bar{4}-\bar{3}-\bar{2}-5-\bar{5},$$

де  $\bar{1}$  – пряма дія 1-ї операції (завантаження заготовки в свердлильний верстат – висування гідроциліндра 1-го операційного блоку);

$\bar{1}$  – зворотна дія 1-ї операції (повернення приводу завантаження у вихідне положення – втягування гідроциліндра 1-го операційного блоку);

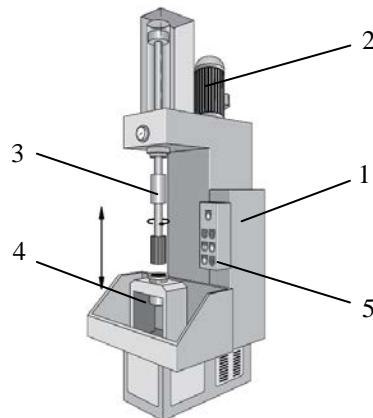


Рис. 5. Гідрофікований свердлильний верстат:  
1 – станина; 2 – привідний електродвигун; 3 – шпиндель;  
4 – стіл; 5 – пульт керування

$\bar{2}$  – пряма дія 2-ї операції (затискання заготовки в верстаті – висування гідроциліндра 2-го операційного блоку);

$\bar{2}$  – зворотна дія 2-ї операції (розтикання заготовки в верстаті – втягування гідроциліндра 2-го операційного блоку);

$\bar{3}$  – пряма дія 3-ї операції (включення шпинделя верстата – запуск гідромотора 3-го операційного блоку);

$\bar{3}$  – зворотна дія 3-ї операції (виключення шпинделя верстата – зупинка гідромотора 3-го операційного блоку);

$\bar{4}$  – пряма дія 4-ї операції (опускання шпинделя – висування гідроциліндра 4-го операційного блоку);

$\bar{4}$  – зворотна дія 4-ї операції (піднімання шпинделя – втягування гідроциліндра 4-го операційного блоку);

$\bar{5}$  – пряма дія 5-ї операції (відвантаження готової деталі – висування гідроциліндра 5-го операційного блоку);

$\bar{5}$  – зворотна дія 5-ї операції (повернення приводу відвантаження у вихідне положення – втягування гідроциліндра 5-го операційного блоку).

Робота верстата організована таким чином, що після появи сигналу на запуск робочого циклу починає висовуватись гідроциліндр 1-го операційного блоку, тобто відбувається завантаження заготовки в верстат. По закінченню цієї операції відбувається висування гідроциліндра 2-го операційного блоку і виконання затискання заготовки в верстаті. Після того як заготовка буде затиснена, гідроциліндр 1-го операційного блоку повертається у вихідне положення (втягнеться). Далі відбувається запуск шпинделя (включення гідромотора 3-го операційного блоку), після чого гідроциліндром 4-го операційного блоку відбувається опускання шпинделя (операція свердління заготовки). Після закінчення свердління шпиндель повертається у вихідне верхнє положення і за тим зупинка шпинделя шляхом виключення гідромотора. Далі відбувається розтикання деталі в станку і за допомогою гідроциліндра 5-го операційного блоку відвантаження деталі до бункера готової продукції.

2. Системи 2-го класу складності – це системи, в яких в кожному такті виконується лише одна експлуатаційна чи технологічна операція, але в циклі можуть бути застосовані як мінімум одна або більше багаторежимних операцій. Багаторежимними називаються операції, які впродовж одиничного циклу можуть спрацьовувати як мінімум два або більше разів.

В представлений прикладі 2-га операція є багаторежимною (впродовж одиничного циклу роботи системи спрацьовує три рази):

$$\bar{1}-2-\bar{1}-3-4-\bar{2}-\bar{5}-\bar{5}-\bar{4}-2-\bar{3}-6-\bar{6}-\bar{2}-7-8-\bar{8}-2-\bar{7}-9-\bar{9}-\bar{2}-10-\bar{10}.$$

3. Системи 3-го класу складності – це системи, в яких в робочому циклі є як мінімум один або більше тактів, в яких виконується як мінімум дві або більше експлуатаційних чи технологічних операцій одночасно. В робочому циклі систем 3-го класу складності також можуть бути застосовані можуть бути також застосовані багаторежимні операції.

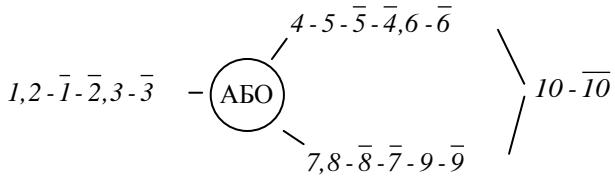
$$1,2-\bar{1}-3,4,\bar{2}-\bar{5}-\bar{5}-\bar{4},2,\bar{3},6-\bar{6}-\bar{2}-7-8-\bar{8}-2,\bar{7},9-\bar{9}-\bar{2},10-\bar{10}.$$

Як видно з прикладу системи 3-го класу складності в тактах 1, 3, 6, 12, 14 відбувається одночасне спрацювання двох і більше виконавчих

пристройв.

4. Системи 4-го класу складності – це системи, в яких в робочому циклі присутні як мінімум дві або більше альтернативних гілок. Під альтернативною гілкою мається на увазі можливість після виконання певної операції виконати альтернативну операцію (операції) в залежності від стану системи або оброблюваного об'єкту. Як і в системах 3-го класу в робочому циклі систем 4-го класу можуть бути як мінімум один або більше тактів, в яких виконується як мінімум дві або більше експлуатаційних чи технологічних операцій одночасно. В робочому циклі систем 4-го класу складності також можуть бути застосовані багаторежимні операції.

Приклад системи 4-го класу складності має дві альтернативні гілки, які знаходяться після виконання зворотної дії 3-ї операції.



В системах 4-го класу складності додатково існує умова вибору альтернативи і таким чином ці системи можуть розглядатись як окремі системи 3-го класу складності:

$$1, 2 - \bar{1} - \bar{2}, 3 - \bar{3} \xrightarrow{\text{Умова}} 4 - 5 - \bar{5} - \bar{4}, 6 - \bar{6} - 10 - \bar{10},$$

$$1, 2 - \bar{1} - \bar{2}, 3 - \bar{3} \xrightarrow{\text{Умова}} 7, 8 - \bar{8} - \bar{7} - 9 - \bar{9} - 10 - \bar{10}.$$

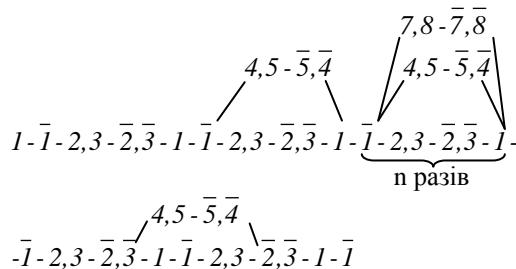
5. Системи 5-го класу складності – це системи, в яких в робочому циклі присутні як мінімум дві або більше паралельних гілок, тобто є системами з паралельною структурою. Під паралельною гілкою мається на увазі можливість після виконання певної операції виконати паралельно операцію (операції) не в одному такті. Характеризується наявністю в робочому циклі точки входу в паралель та точки виходу з паралелі. Як і в системах 3-го класу в робочому циклі систем 5-го класу можуть бути як мінімум один або більше тактів, в яких виконується як мінімум дві або більше експлуатаційних чи технологічних операцій одночасно. В робочому циклі систем 5-го класу складності також можуть бути застосовані як мінімум одна або більше багаторежимних операцій.

$$1, 2 - \bar{1} - \bar{2}, 3 - \bar{3} \prec 4 - 5 - \bar{5} - \bar{4}, 6 - \bar{6} \succ 10 - \bar{10}$$

На відміну від систем 4-го класу паралельні гілки виконуються одночасно.

6. Системи 6-го класу складності (розгінні) – це системи, в яких в робочому циклі присутні паралельно-послідовні гілки. Під паралельно-послідовною гілкою мається на увазі фрагмент робочого циклу, в якому операції виконуються як

послідовно, так і паралельно і саме цей фрагмент повторюється визначену оператором кількість разів. Такі системи характеризуються наявністю в робочому циклі ділянки входу на повний паралельно-послідовний цикл і ділянки виходу з нього. Як і в системах 3-го класу в робочому циклі систем 6-го класу можуть бути як мінімум один або більше тактів, в яких виконується як мінімум дві або більше експлуатаційних чи технологічних операцій одночасно. В робочому циклі систем 6-го класу складності також можуть бути застосовані як мінімум одна або більше багаторежимних операцій.



**Висновки.** Дослідження функціональної структури багатопривідних систем гідроприводу на предмет зміни рівня енергоспоживання та рівня енергоефективності показали, що ефективність системи не є постійною та залежить як від ККД гідроапаратів, які входять до складу системи, так і від повторюваності режимів та алгоритмів роботи. Тобто в основному ефективність системи визначається двома факторами: ефективністю використаного обладнання та режимами роботи системи. Перший фактор залежить від точності налаштувань та якості виготовлення гідроапаратів. Другий фактор залежить від алгоритмів роботи в різних режимах. Тоді експлуатаційну ефективність визначатиме суперпозиція цих факторів. Подібні дослідження з відомими системами гідроприводу дозволять визначити задачі та напрямки використання, в яких стандартні гіdraulічні системи забезпечуватимуть ефективність на протязі життєвого циклу.

#### Список літератури

1. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. / ed. Cherkashenko M. V. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). 83 p.
2. Cherkashenko M. Synthesis of discrete drives control systems hydraulic machines and hydrounits. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). P. 4–9.
3. Cherkashenko M., Krutikov G. Influence of time delay in the control system on positioning process of pneumounit working body. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2010. No. 1. P. 11–15.
4. Sokol Ye., Cherkashenko M. Synthesis of control schemes for hydrofication objects. GmbH & Co, 2018. 214 p.
5. Guana L., Chen G. Pumping Systems: Design and Energy Efficiency. Encyclopedia of Energy Engineering and Technology. 2015.
6. Karvonen M., Heikkilä M., Huovaa M., Linjamaa M. Analysis by Simulation of Different Control Algorithms of A Digital Hydraulic Two-Actuator System. International Journal of Fluid Power. 2014. Vol. 15, no. 1. P. 33–44.

7. Kozlov L., Bogachuk V., Bilichenko V., Tovkach A. Determining of the optimal parameters for a mechatronic hydraulic drive. *Proceedings SPIE. Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry and High-Energy Physics Experiments*. 2018. doi: 10.1117/12.2501528
8. Polishchuk L., Kozlov L., Piontkevych O. Study of the dynamic stability of the conveyor belt adaptive drive. *Proceedings SPIE. Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry and High-Energy Physics Experiments*. 2018. doi: 10.1117/12.2501535
9. Губарев А. П., Козинец Д. А., Левченко О. В. MAS-1.0 – Упрощенное моделирование многоприводных гидропневматических систем циклического действия. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2005. № 4 (10). С. 72–77.
10. Губарев А. П., Козинец Д. А., Левченко О. В. Проверка логики функционирования цикловых систем гидравлических и пневматических приводов. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2004. № 3. С. 64–69.
11. Parr A. *Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide*. Butterworth-Heinemann Ltd, 2011. 248 p.
12. Hooper J. *Basic Pneumatics: An Introduction to Industrial Compressed Air Systems and Components*. 2015. 110 p.
13. Brian E. *Compressed Air Operations Manual*. McGraw-Hill Education, 2006. 407 p.
14. Krivts I., Krejnin V. *Pneumatic Actuating Systems for Automatic Equipment: Structure and Design*. 2006. 368 p.
15. Wu P., Lai Z., Wu D., Wang L. Optimization Research of Parallel Pump System for Improving Energy Efficiency. *Journal of Water Resources Planning and Management*. 2014. doi: 10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000493
16. Miller R., Liberi T., Scioscia J. Analyzing Pump Energy through Hydraulic Modeling. *Pipelines*. 2015. P. 869–877.
17. Peña O., Leamy M. An efficient architecture for energy recovery in hydraulic elevators. *International Journal of Fluid Power*. 2015. Vol. 16, no. 2. P. 83–98.
18. Subramanya K. *Fluid Mechanics and Hydraulic Machines: Problems and Solutions*. 2010. 617 p.
19. Bin Zhang, Jien Ma. Analysis of the flow dynamics characteristics of an axial piston pumpbased on the computational fluid dynamics method. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2017. Vol. 11, no. 1. P. 86–95.
20. Festo.com / Festo Didactic SE Rechbergstr.3, DE-73770 Denkendorf. URL: <http://www.festo-didactic.com/int-en/> (дата звернення: 01.04.2016).

#### References (transliterated)

1. Cherkashenko M. V., ed. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), 83 p.
2. Cherkashenko M. Synthesis of discrete drives control systems hydraulic machines and hydrounits. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), pp. 4–9.
3. Cherkashenko M., Krutikov G. Influence of time delay in the control system on positioning process of pneumounit working body. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2010, no. 1, pp. 11–15.
4. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydrofication objects*. GmbH & Co, 2018. 214 p.
5. Guana L., Chen G. *Pumping Systems: Design and Energy Efficiency. Encyclopedia of Energy Engineering and Technology*. 2015.
6. Karvonena M., Heikkilä M., Huovaa M., Linjamaa M. Analysis by Simulation of Different Control Algorithms of A Digital Hydraulic Two-Actuator System. *International Journal of Fluid Power*. 2014, vol. 15, no. 1, pp. 33–44.
7. Kozlov L., Bogachuk V., Bilichenko V., Tovkach A. Determining of the optimal parameters for a mechatronic hydraulic drive. *Proceedings SPIE. Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry and High-Energy Physics Experiments*. 2018. doi: 10.1117/12.2501528
8. Polishchuk L., Kozlov L., Piontkevych O. Study of the dynamic stability of the conveyor belt adaptive drive. *Proceedings SPIE. Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry and High-Energy Physics Experiments*. 2018. doi: 10.1117/12.2501535
9. Gubarev A. P., Kozinets D. A., Levchenko O. V. MAS-1.0 – Uproshchennoe modelirovaniye mnogoprivodnykh gidropnevmaticheskikh sistem tsiklicheskogo deystviya [MAS-1.0 – Simplified Modeling of Multi-Drive Hydropneumatic Cyclic Action Systems]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2005, no. 4 (10), pp. 72–77.
10. Gubarev A. P., Kozinets D. A., Levchenko O. V. Proverka logiki funktsionirovaniya tsiklovых sistem gidravlicheskikh i pnevmaticheskikh privodov [Check the logic of the functioning of cyclic systems of hydraulic and pneumatic drives]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2004, no. 3, pp. 64–69.
11. Parr A. *Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide*. Butterworth-Heinemann Ltd, 2011. 248 p.
12. Hooper J. *Basic Pneumatics: An Introduction to Industrial Compressed Air Systems and Components*. 2015. 110 p.
13. Brian E. *Compressed Air Operations Manual*. McGraw-Hill Education Publ., 2006. 407 p.
14. Krivts I., Krejnin V. *Pneumatic Actuating Systems for Automatic Equipment: Structure and Design*. 2006. 368 p.
15. Wu P., Lai Z., Wu D., Wang L. Optimization Research of Parallel Pump System for Improving Energy Efficiency. *Journal of Water Resources Planning and Management*. 2014. doi: 10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000493
16. Miller R., Liberi T., Scioscia J. Analyzing Pump Energy through Hydraulic Modeling. *Pipelines*. 2015, pp. 869–877.
17. Peña O., Leamy M. An efficient architecture for energy recovery in hydraulic elevators. *International Journal of Fluid Power*. 2015, vol. 16, no. 2, pp. 83–98.
18. Subramanya K. *Fluid Mechanics and Hydraulic Machines: Problems and Solutions*. 2010. 617 p.
19. Bin Zhang, Jien Ma. Analysis of the flow dynamics characteristics of an axial piston pumpbased on the computational fluid dynamics method. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2017, vol. 11, no. 1, pp. 86–95.
20. Festo.com [Festo Didactic SE Rechbergstr.3, DE-73770 Denkendorf]. Available at: <http://www.festo-didactic.com/int-en/> (accessed 01.04.2016).

Надійшла (received) 25.05.2019

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

**Левченко Олег Васильович (Левченко Олег Васильевич, Levchenko Oleg Vasylovych)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», доцент кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7620-9009>; e-mail: tudasuda@ua.fm

**Губарев Олександр Павлович (Губарев Александр Павлович, Gubarev Oleksandr Pavlovich)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», професор кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0924-4103>; e-mail: gubarev@i.ua

**Н. В. РУДЕВІЧ, О. Г. ГРИБ, М. Ф. ПІСКУРЬОВ, І. Т. КАРПАЛЮК**

## **РЕАЛІЗАЦІЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ АСИНХРОНІЗОВАНОГО ГЕНЕРАТОРА В ФАЗНИХ КООРДИНАТАХ В СЕРЕДОВИЩІ MATLAB**

Сучасні комп'ютерні технології, в основі яких лежать прикладні пакети, дають можливість більш глибокого вивчення питань, пов'язаних з процесами в елементах електричних систем, зокрема і асинхронізованих генераторах. Інструментом дослідження може слугувати програма Matlab, що потребує реалізації математичної моделі асинхронізованого генератора в її середовищі. Представлення асинхронізованого генератора математичною моделью в фазних координатах дозволить отримувати реальні значення параметрів режиму, а, отже, і контролювати фізику процесу. Реалізація математичної моделі асинхронізованого генератора в фазних координатах базується на наступних припущеннях: магнітна система машини ненасичена, через що індуктивності машини не залежать від сили намагнічування; замість дійсних кривих розподілу сили намагнічування і індукції, в повітряному зазорі по розточуванню статора приймають тільки їх основні, перші гармонійні складові, відповідно чому наведені в статорі електрорушійні сили виражаються синусоїдами основної частоти; в магнітній системі машини відсутні які-небудь втрати; конструктивне виконання машини забезпечує повну симетрію фазних обмоток статора; ротор також симетричний щодо своїх подовжньої і поперечної осей: обмотки збудження розташовано в обох осіях, демпферна обмотка ротора замінена двома взаємно перпендикулярними короткозамкненими обмотками, розташованими одна в подовжній, а інша в поперечній осіах, не враховується гістерезис. Реалізація математичної моделі асинхронізованого генератора здійснена за допомогою систем рівнянь, що визначають струми, напругу та потокозчеплення в обмотках збудження, струми та потокозчеплення в демпферних обмотках, електрорушійні сили, напругу та струми в обмотках статора та основного рівняння руху ротора генератора. Розроблену реалізацію математичної моделі можна використовувати для дослідження переходних процесів, що виникають в асинхронізованому генераторі при підключені та зміні навантаження, при несиметричних режимах роботи, при коротких замиканнях в обмотках ротора та статора, при зміні швидкості обертання ротора.

**Ключові слова:** математична модель, асинхронізований генератор, фазні координати, демпферна обмотка, обмотка збудження, статор.

**Н. В. РУДЕВІЧ, О. Г. ГРИБ, М. Ф. ПІСКУРЬЕВ, І. Т. КАРПАЛЮК**

## **РЕАЛИЗАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АСИНХРОНИЗИРОВАННОГО ГЕНЕРАТОРА В ФАЗНЫХ КООРДИНАТАХ В СРЕДЕ MATLAB**

Современные компьютерные технологии, в основе которых лежат прикладные пакеты, дают возможность более глубокого изучения вопросов, связанных с процессами в элементах электрических систем, в частности и асинхронизированных генераторах. Инструментом исследования может служить программа Matlab, которая требует реализации математической модели асинхронизированного генератора в ее среде. Представление асинхронизированного генератора математической моделью в фазных координатах позволяет получать реальные значения параметров режима, а, следовательно, и контролировать физику процесса. Реализация математической модели асинхронизированного генератора в фазных координатах базируется на следующих допущениях: магнитная система машины ненасыщена, из-за чего индуктивности машины не зависят от силы намагничивания; вместо действительных кривых распределения силы намагничивания и индукции, в воздушном зазоре по расточке статора принимают только их основные, первые гармоничные составляющие, соответственно этому приведенные в статоре электродвижущие силы выражаются синусоидами основной частоты; в магнитной системе машины отсутствуют какие-либо потери; конструктивное выполнение машины обеспечивает полную симметрию фазных обмоток статора; ротор также симметричен относительно своих продольной и поперечной осей: обмотки возбуждения расположены в обеих осях, демпферная обмотка ротора заменена двумя взаимно перпендикулярными короткозамкнутыми обмотками, расположеными одна в продольной, а другая в поперечной осях, не учитывается гистерезис. Реализация математической модели асинхронизированного генератора осуществлена с помощью систем уравнений, которые определяют токи, напряжения и потокосцепления в обмотках возбуждения, токи и потокосцепления в демпферных обмотках, электродвижущие силы, напряжения и токи в обмотках статора и основного уравнения движения ротора генератора. Разработанную реализацию математической модели можно использовать для исследования переходных процессов, которые возникают в асинхронизированном генераторе при подключении и изменении нагрузки, при несимметричных режимах работы, при коротких замыканиях в обмотках ротора и статора, при изменении скорости вращения ротора.

**Ключевые слова:** математическая модель, асинхронизированный генератор, фазные координаты, демпферная обмотка, обмотка возбуждения, статор.

**N. V. RUDEVICH, O. H. HRYB, M. F. PISKUROV, I. T. KARPALIUK**

## **REALIZATION OF MATHEMATICAL MODEL OF ASYNCHRONIZED GENERATOR IN PHASE COORDINATES IN ENVIRONMENT MATLAB**

Modern computer technologies, that the applied packages are the basis of, give an opportunity of deeper study of the questions related to the processes in the elements of the electric systems, in particular and synchronized generators. A research instrument the program Matlab, that requires realization of mathematical model of synchronized generator in her environment, can serve as. Presentation of synchronized generator a mathematical model in phase coordinates will allow to get the real values of parameters of the mode, and, consequently, and to control physics. Realization of mathematical model of synchronized generator in phase coordinates is based on next assumptions: the magnetic system of machine is nonsaturated, from what inductances of machine do not depend on force of magnetizing; instead of actual distribution of force of magnetizing and induction curves, in an air-gap on boring of stator accept their basic, first harmonious constituents only, according to it the electromotive forces driven to stator are expressed by the sinewaves of fundamental frequency; some losses are absent in the magnetic system of machine; structural implementation of machine provides complete symmetry of phase windings of stator; a rotor is also symmetric in relation to it longitudinal and transversal axes: windings of excitation is located in both axes, the damper puttee of rotor is transferable two mutually perpendicular shortcircuited winding located one in longitudinal, and other in transversal axes, not taken into account hysteresis. Realization of mathematical model of synchronized generator is carried out by means of the systems of equalizations, which determine currents, tensions and flow-through in windings of excitation, currents and flow-through in damper

windings, electromotive forces, tensions and currents in windings of stator and basic equalization of motion of rotor of generator. The worked out realization of mathematical model can be used for research of transients that arise up in an asynchronous generator during connecting and change of loading, at asymmetrical office hours, at short circuits in windings of rotor and stator, at the change of speed rotor rotation.

**Keywords:** mathematical model, asynchronous generator, phase coordinates, damper winding, winding of excitation, stator.

**Вступ.** Успішний розвиток електроенергетичної системи України не можливий без проведення грунтовних наукових досліджень переходів процесів, що відбуваються в електроустаткуванні під час різних режимів їх роботи. Сучасне прикладне програмне забезпечення дозволяє відмовитися від проведення складних досліджень на фізичних моделях, а використовувати віртуальні моделі електрообладнання [1]. Найбільш зручною та наочною на сьогодні прикладною програмою, на думку авторів, є Matlab [2, 3]. Отже, перед науковцями ставиться задача розроблення універсальних математичних моделей елементів електроенергетичної системи з метою створення в подальшому їх віртуальних моделей в середовищі Matlab для дослідження різних режимів роботи.

#### Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Одним з елементів електроенергетичної системи є асинхронізовані генератори, про доцільність та перспективи їх використання не одноразово наголошувалось в різних наукових джерелах [4–7]. При моделюванні процесів в таких генераторах зазвичай використовують математичну модель в  $dq$  координатах за допомогою рівнянь Парка-Горева [8–10]. Однак представлення асинхронізованого генератора математичною моделлю в фазних координатах дозволяє позбавитися від зайвих проміжних перетворень, отримувати реальні значення параметрів режиму, а, отже, і контролювати фізику процесу. В науковій публікації [11] наведено математичну модель асинхронізованого генератора в фазних координатах, яка є недостатньо універсальною з точки зору можливості дослідження усього різноманіття аварійних та ненормальних режимів, що можуть виникати як в самому генераторі, так і в навантаженні. Роботи [12, 13] присвячені створенню математичних моделей асинхронізованого синхронного генератора в фазних координатах з трифазним виконанням ротора генератора, що не відповідає конструкції тих генераторів, що працюють в електроенергетичній системі України.

**Мета статті.** Реалізація математичної моделі асинхронізованого генератора з двохосьовим виконанням ротора в фазних координатах для дослідження різних режимів його роботи в середовищі Matlab.

**Основні матеріали досліджень.** Реалізація математичної моделі асинхронізованого генератора в фазних координатах базувалась на наступних припущеннях: магнітна система машини ненасищена, через що індуктивності машини не залежать від сили намагнічування; замість дійсних кривих розподілу сили намагнічування і індукції, в повітряному зазорі по розточуванню статора приймають тільки їх основні, перші гармонійні складові, відповідно чому наведені в статорі електрорушійні сили виражуються синусоїдами основної частоти; в магнітній системі

машини відсутні які-небудь втрати; конструктивне виконання машини забезпечує повну симетрію фазних обмоток статора [14]. Ротор також симетричний щодо своїх подовжньої і поперечної осей: обмотки збудження розташовано в обох осіях, демпферна обмотка ротора замінена двома взаємно перпендикулярними короткозамкненими обмотками, розташованими одна в подовжній, а інша в поперечній осі, не враховується гістерезис.

На рис. 1 наведено взаємне розміщення магнітних осей фазових обмоток та осей  $d, q$  обмоток збудження і демпферних обмоток. На подовжній та поперечній осі розташовуються як обмотка збудження, так і демпферна обмотка. Обмотки збудження живляться змінною напругою частоти ковзання, а демпферні обмотки є короткозамкненими. Обмотки фаз  $A, B, C$  розташовані на відповідних магнітних осіах, при цьому кут  $\gamma(t)$  між магнітною оссю фази  $A$  та подовжньою оссю  $d$  є функцією часу.

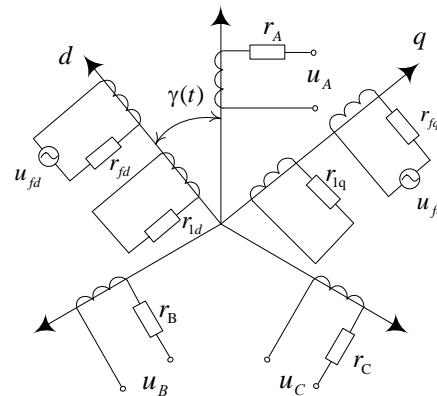


Рис. 1. Взаємне розміщення магнітних осей фазових обмоток та осей  $d, q$  асинхронізованого генератора

Струми в обмотках збудження визначається згідно з рівняннями [15]:

$$\left. \begin{aligned} i_{fd} &= \frac{\Psi_{fd} - M_{fdA}i_A - M_{fdb}i_B - M_{fdc}i_C - M_{fd1d}i_{1d}}{L_{fd}} \\ i_{fq} &= \frac{\Psi_{fq} - M_{fqA}i_A - M_{fqB}i_B - M_{fqC}i_C - M_{fq1q}i_{1q}}{L_{fq}} \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де  $i_{fd}$ ,  $i_{fq}$ ,  $i_{1d}$ ,  $i_{1q}$  – струми в обмотках збудження та демпферних обмотках за відповідними осями;

$\Psi_{fd}$ ,  $\Psi_{fq}$  – потокозчеплення обмоток збудження за відповідними осями;

$M_{fdA}$ ,  $M_{fdb}$ ,  $M_{fdc}$ ,  $M_{fqA}$ ,  $M_{fqB}$ ,  $M_{fqC}$  – взаємні індуктивності між обмотками збудження за подовжньою та поперечною осями та статорними обмоткам фаз  $A, B, C$  відповідно;

$L_{fd}$ ,  $L_{fq}$  – власні індуктивності обмоток збудження за відповідними осями;

$M_{fd1d}$ ,  $M_{fq1q}$  – взаємні індуктивності між обмотками збудження та демпферними обмотками за подовжньою й поперечною осями відповідно.

Запишемо рівняння для визначення потокозчеплення обмоток збудження [15]:

$$\left. \begin{aligned} \Psi_{fd} &= \int (u_{fd} - r_{fd} i_{fd}) dt \\ \Psi_{fq} &= \int (u_{fq} - r_{fq} i_{fq}) dt \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де  $r_{fd}$ ,  $r_{fq}$  – активний опір обмоток збудження за продольною та поперечною осями відповідно;

$u_{fd}$ ,  $u_{fq}$  – напруга, що підведена до обмоток збудження в осіах  $d$  та  $q$  відповідно.

Напруга, що підводиться до обмоток збудження визначається як [9]:

$$\left. \begin{aligned} u_{fd} &= U_{fdm} \cos(\omega_0 - \omega_p)t \\ u_{fq} &= U_{fqn} \sin(\omega_0 - \omega_p)t \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

де  $U_{fdm}$ ,  $U_{fqn}$  – амплітуди напруг збудження за осями  $d$  та  $q$  відповідно;

$\omega_0$ ,  $\omega_p$  – синхронна та робоча кутова швидкість обертання ротора відповідно.

Струми в демпферних обмотках визначаються згідно з рівнянь [15]:

$$\left. \begin{aligned} i_{1d} &= \frac{\Psi_{1d} - M_{1dA} i_A - M_{1dB} i_B - M_{1dC} i_C - M_{fd1d} i_{fd}}{L_{1d}} \\ i_{1q} &= \frac{\Psi_{1q} - M_{1qA} i_A - M_{1qB} i_B - M_{1qC} i_C - M_{fq1q} i_{fq}}{L_{1q}} \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

де  $\Psi_{1d}$ ,  $\Psi_{1q}$  – потокозчеплення демпферних обмоток за відповідними осями;

$M_{1dA}$ ,  $M_{1dB}$ ,  $M_{1dC}$ ,  $M_{1qA}$ ,  $M_{1qB}$ ,  $M_{1qC}$  – взаємні індуктивності між демпферними обмотками за подовжньою й поперечною осями та статорними обмоткам фаз  $A$ ,  $B$ ,  $C$  відповідно;

$L_{1d}$ ,  $L_{1q}$  – власні індуктивності демпферних обмоток за відповідними осями.

Рівняння для визначення потокозчеплень демпферних обмоток мають вигляд [15]:

$$\left. \begin{aligned} \Psi_{1d} &= \int (-r_{1d} i_{1d}) dt \\ \Psi_{1q} &= \int (-r_{1q} i_{1q}) dt \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

де  $r_{1d}$ ,  $r_{1q}$  – активний опір демпферних обмоток за продольною та поперечною осями відповідно.

В машині, що обертається, тільки індуктивності  $L_{fd}$ ,  $L_{fq}$ ,  $L_{1d}$ ,  $L_{1q}$  можна вважати незмінними, всі інші  $L$  та  $M$  залежать від положення ротора відносно обмоток статора, а, отже, є функціями часу [16, 17]:

$$\left. \begin{aligned} M_{Afd} &= M_{fdA} = M_{dm} \cos \gamma \\ M_{Bfd} &= M_{fdb} = M_{dm} \cos(\gamma - \frac{2\pi}{3}) \\ M_{Cfd} &= M_{fdC} = M_{dm} \cos(\gamma + \frac{2\pi}{3}) \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{Afq} &= M_{fqA} = M_{qm} \sin \gamma \\ M_{Bfq} &= M_{fqB} = M_{qm} \sin(\gamma - \frac{2\pi}{3}) \\ M_{Cfq} &= M_{fqC} = M_{qm} \sin(\gamma + \frac{2\pi}{3}) \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{1dA} &= M_{A1d} \cong M_{dm} \cos \gamma \\ M_{1dB} &= M_{B1d} \cong M_{dm} \cos(\gamma - \frac{2\pi}{3}) \\ M_{1dC} &= M_{C1d} \cong M_{dm} \cos(\gamma + \frac{2\pi}{3}) \\ M_{1df} &= M_{f1d} \cong M_{dm} \end{aligned} \right\}, \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{1qA} &= M_{A1q} = M_{qm} \sin \gamma \\ M_{1qB} &= M_{B1q} = M_{qm} \sin(\gamma - \frac{2\pi}{3}) \\ M_{1qc} &= M_{C1q} = M_{qm} \sin(\gamma + \frac{2\pi}{3}) \\ M_{1qf} &= M_{f1q} \cong M_{qm} \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

де  $\gamma = \omega_p t$ .

Електрорушійна сила кожної фази статора визначається згідно з системи рівнянь [18]:

$$\left. \begin{aligned} e_A &= \frac{d(M_{fdA} i_{fd} + M_{1dA} i_{1d} + M_{fqA} i_{fq} + M_{1qA} i_{1q})}{dt} \\ e_B &= \frac{d(M_{fdb} i_{fd} + M_{1dB} i_{1d} + M_{fqB} i_{fq} + M_{1qB} i_{1q})}{dt} \\ e_C &= \frac{d(M_{fdC} i_{fd} + M_{1dC} i_{1d} + M_{fqC} i_{fq} + M_{1qC} i_{1q})}{dt} \end{aligned} \right\}. \quad (10)$$

Рівняння балансу напруг фаз статора запишемо у вигляді системи [18]:

$$\left. \begin{aligned} u_A &= e_A - \frac{d(L_A i_A + M_{AB} i_B + M_{AC} i_C)}{dt} - r_A i_A \\ u_B &= e_B - \frac{d(L_B i_B + M_{BA} i_A + M_{BC} i_C)}{dt} - r_B i_B \\ u_C &= e_C - \frac{d(L_C i_C + M_{CA} i_A + M_{CB} i_B)}{dt} - r_C i_C \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

де  $r_A$ ,  $r_B$ ,  $r_C$  – активний опір обмоток статора фаз  $A$ ,  $B$ ,  $C$  відповідно;

$L_A, L_B, L_C$  – власні індуктивності статорних обмоток фаз A, B, C відповідно;

$M_{AB} = M_{BA}, M_{BC} = M_{CB}, M_{AC} = M_{CA}$  – взаємні індуктивності статорних обмоток фаз A, B, C відповідно.

З урахуванням симетричного виконання статорних обмоток асинхронізованого генератора власні та взаємні індуктивності визначаються як:

$$\left. \begin{aligned} L_A &= L_B = L_C = \frac{1}{3}(L_d + L_q + L_0) \\ M_{AB} &= M_{BC} = M_{AC} = \frac{1}{3}\left(L_0 - \frac{L_d + L_q}{2}\right) \end{aligned} \right\}, \quad (12)$$

де  $L_d, L_q, L_0$  – індуктивності генератора за продольною й поперечною осями та нульової послідовності.

При навантаженні, що носить активно-індуктивний характер, залежність між струмом навантаження та напругою генератора має вигляд [19]:

$$\left. \begin{aligned} u_A &= r_{navA} i_A + \frac{d(L_{navA} i_A + M_{navAB} i_B + M_{navAC} i_C)}{dt} \\ u_B &= r_{navB} i_B + \frac{d(L_{navB} i_B + M_{navBA} i_A + M_{navBC} i_C)}{dt} \\ u_C &= r_{navC} i_C + \frac{d(L_{navC} i_C + M_{navCA} i_A + M_{navCB} i_B)}{dt} \end{aligned} \right\}, \quad (13)$$

де  $r_{navA}, r_{navB}, r_{navC}$  – активний опір навантаження фаз A, B, C відповідно;

$L_{navA}, L_{navB}, L_{navC}$  – власна індуктивність навантаження фаз A, B, C відповідно;

$M_{navAB} = M_{navBA}, M_{navBC} = M_{navCB}, M_{navAC} = M_{navCA}$  – взаємоіндуктивність між фазами навантаження.

Робоча кутова швидкість обертання визначається з основного рівняння руху ротора генератора [20]:

$$\omega_p = \omega_0 + \int \frac{M_T - M_{EL}}{T_j} dt, \quad (14)$$

де  $T_j$  – постійна інерції генератора;

$M_T$  – момент турбіни;

$M_{EL}$  – електричний момент.

Електричний момент з урахуванням втрат визначається [15]:

$$M_{EL} = \frac{(u_A i_A + u_B i_B + u_C i_C) + (i_A^2 r_A + i_B^2 r_B + i_C^2 r_C)}{\omega_p}. \quad (15)$$

Розрахунок вихідних параметрів математичної моделі асинхронізованого генератора  $L_d, L_q, L_0, L_{fd}, L_{fq}, L_{1d}, L_{1q}, M_{dm}, M_{qm}, r_A, r_B, r_C, r_{fd}, r_{fq}, r_{1d}, r_{1q}, T_j$  може бути здійснений на підставі довідниківих даних, використовуючи формули, що наведені в роботі [21].

На рис. 2 наведено реалізацію математичної моделі асинхронізованого генератора в середовищі Matlab, в якій в підсистемі 1 (Subsystem1) реалізується рівняння 14, в підсистемі 2 – система рівнянь 12, в підсистемі 3 – системи рівнянь 6–9, в підсистемі 4 – система рівнянь 3, в підсистемі 5 – системи рівнянь 1, 2, 4, 5, в підсистемі 6 – система рівнянь 10, в підсистемі 7 – система рівнянь 11 та 15, в підсистемі 8 – система рівнянь 13.

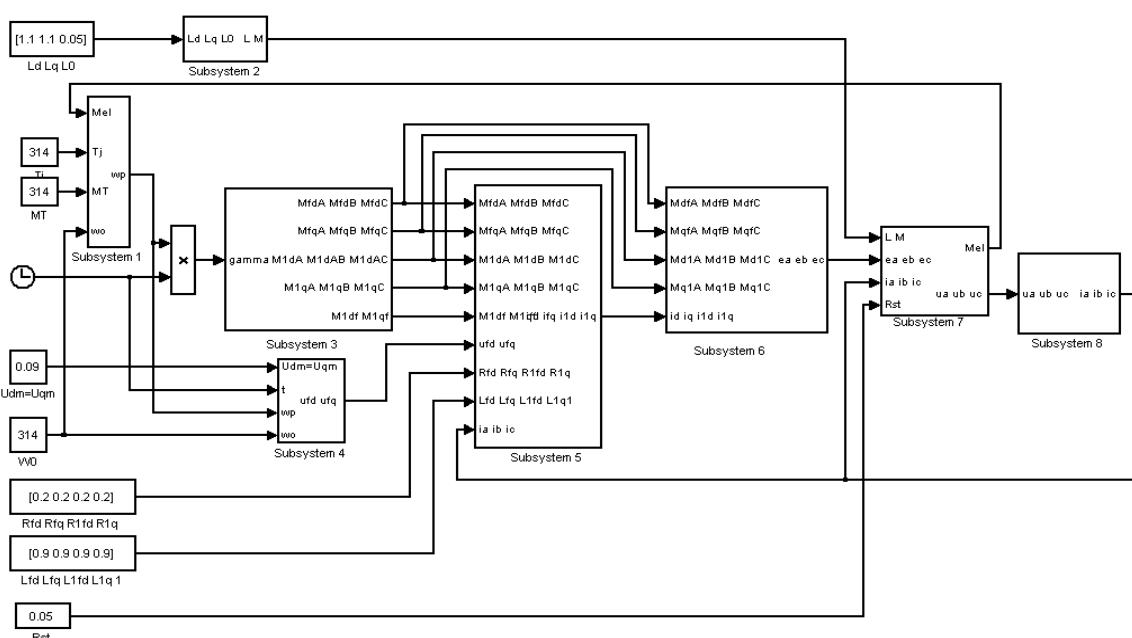


Рис. 2. Віртуальна модель асинхронізованого генератора в середовищі Matlab

Таким чином, реалізація рівнянь (1–15) в середовищі Matlab дозволила отримати наочну віртуальну модель асинхронізованого генератора з двохосівим виконанням ротора в фазних координатах.

**Висновки.** Розроблену реалізацію математичної моделі можна використовувати для дослідження переходних процесів, що виникають в асинхронізованому генераторі при підключені та зміні навантаження, при несиметричних режимах роботи, при коротких замиканнях в обмотках ротора та статора, при зміні швидкості обертання ротора.

Перспективними напрямками є дослідження переходних процесів в різних режимах роботи асинхронізованого генератора за допомогою розробленої його віртуальної моделі.

#### Список літератури

- Mahseredjian J., Dinavahi V., Martinez J. Simulation Tools for Electromagnetic Transients in Power Systems: Overview and Challenges. *IEEE Transactions on power delivery*. 2009. Vol. 24, no. 3. P. 1657–1669.
- Черных И. В. Моделирование электротехнических устройств в Matlab, SimPowerSystems и Simulink. Москва: ДМК Пресс, Санкт-Петербург: Питер, 2008. 288 с.
- Герман-Галкін С. Г. Matlab & Simulink. Проектирование мехатронных систем на ПК: учебн. пособ. Санкт-Петербург: Корона-Век, 2008. 368 с.
- Шакарян Ю. Г., Лабунец И. А., Сокур П. В. Целесообразность и перспективы оснащения электростанций асинхронизированными турбо- и гидрогенераторами. Научно-практическая конференция «ЭлектроЗнерго-2002». Сборник «Электросила», Вып. 42. Санкт-Петербург, 2003. С. 35–43.
- Лабунец И. А. Асинхронизированные турбогенераторы. Новые технологии в энергетике. Москва: Изд-во РАО «ЕЭС России». 2002. С. 139–144.
- Шевченко В. В., Потоцкий Д. В. Использование асинхронизированных турбогенераторов для стабилизации напряжения в энергосистеме. Системи озброєння і військова техніка. 2017. № 1 (49). С. 181–184.
- Сегеда М. С., Олексин В. П., Олексин А. В. Використання асинхронізованих турбогенераторів для підвищення надійності роботи електростанцій та регулювання напруги. Вісник Вінницького політехнічного інституту. Сер.: Енергетика та електротехніка. Вінниця: ВНТУ. 2010. № 6. С.63–65.
- Шайбеков А. Ф., Рогинская Л. Э., Семенов В. В. Электромагнитные процессы в асинхронизированной синхронной машине. Вестник УГАТУ. Уфа: УГАТУ. 2015. Т. 19, № 4 (70). С. 72–76.
- Шакарян Ю. Г. Асинхронизированные синхронные машины. Москва: Энергоатомиздат, 1984. 192 с.
- Семенов В. В. Виртуальная модель асинхронизированного синхронного генератора автономных систем. Вести высших учебных заведений Черноземья. 2009. № 1 (15). С. 25–28.
- Міняйло О. С., Маврін О. І., Покровський К. Б., Чабан А. В. Математична модель асинхронізованого турбогенератора у фазних координатах. Електроенергетичні та електромеханічні системи. 2008. № 615. С. 93–98.
- Чашко М. В., Ревенко А. Г. Simulink модель асинхронизированного синхронного генератора. Збірник наукових праць «Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика». 2005. № 3. С. 386–388.
- Бобер В. А., Галиновский А. М., Саратов В. А. Розработка и исследование математической модели бесконтактного асинхронизированного турбогенератора с многофазным каскадным возбудителем. Праці ІЕД НАНУ. 2012. № 31. С. 49–58.
- Рудевич Н. В., Піскуров М. Ф. Математична модель синхронного генератора в фазних координатах для дослідження електромагнітних переходних процесів в середовищі Matlab. Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Темат. вип.: Енергетика, надійність та енергоефективність. Харків: НТУ «ХПІ». 2013. № 17 (990). С. 115–119.
- Ульянов С. А. Электромагнитные переходные процессы. Москва: Энергия, 1970. 520 с.
- Куликов Ю. А. Переходные процессы в электрических системах. Москва: Мир, 2003. 183 с.
- Пивняк Г. Г., Винославский В. Н., Рибалко А. Я., Несен Л. И. Переходные процессы в системах электроснабжения: учеб. для вузов. / ред. Пивняк Г. Г. Москва: Энергоатомиздат, 2003. 548 с.
- Копилов И. П. Математическое моделирование электрических машин: учеб. для вузов. Москва: Выш. шк., 2001. 327 с.
- Кириленко О. В., Сегеда М. С., Буткевич О. Ф., Мазур Т. А. Математичне моделювання в електроенергетиці: підручник. Львів: Вид-во Національного університету «Львівська політехніка», 2010. 608 с.
- Веников В. А. Переходные электромеханические процессы в электрических системах. Москва: Выш. шк., 1985. 536 с.
- Рудевич Н. В., Піскуров М. Ф. Розрахунок вихідних параметрів математичної моделі синхронного генератора в фазних координатах. Наукові праці ДонНТУ. Сер.: Електротехніка і енергетика. 2013. № 1 (14). С. 241–244.

#### References (transliterated)

- Mahseredjian J., Dinavahi V., Martinez J. Simulation Tools for Electromagnetic Transients in Power Systems: Overview and Challenges. *IEEE Transactions on power delivery*. 2009, vol. 24, no. 3, pp.1657–1669.
- Chernykh I. V. Modelirovaniye elektrotekhnicheskikh ustroystv v Matlab, SimPowerSystems i Simulink [Design of electrical engineering devices in Matlab, SimPowerSystems i Simulink]. Moscow, DMK Press Publ., Sankt-Peterburg, Piter Publ., 2008. 288 p.
- German-Galkin S. G. Matlab & Simulink. Proektirovaniye mehatronnykh sistem na PK [Planning of the mechatronic systems on the PC]. Sankt-Peterburg, Korona-Vek Publ., 2008. 368 p.
- Shakaryan Yu. G., Labunets I. A., Sokur P. V. Tselesobraznost' i perspektivy osnashcheniya elektrostantsiy asinkhronizirovannymi turbo- i gidrogeneratorami [Expediency and prospects of equipment of power-stations asynchronized turbo- and hydrogenerators]. Nauchno-prakticheskaya konferentsiya "Elektroenergo-2002". Sbornik "Elektrosila". Vyp. 42 [Scientific-practical Conf. "Electricity 2002". Collection "Electrosila". Vol. 42]. Sankt-Peterburg, 2003, pp. 35–43.
- Labunets I. A. Asinkhronizirovannye turbogeneratory [Asynchronized turbogenerators]. Novye tekhnologii v energetike [New energy technologies]. Moscow, RAO "EES Rossii" Publ., 2002, pp. 139–144.
- Shevchenko V. V., Pototskiy D. V. Ispol'zovanie asinkhronizirovannykh turbogeneratorov dlya stabilizatsii napryazheniya v energosisteme [Use of synchronized turbogenerators for stabilizing of tension in a grid]. Systemy ozbrojeniya i viys'kova tekhnika. 2017, no. 1 (49), pp. 181–184.
- Seheda M. S., Oleksyn V. P., Oleksyn A. V. Vykorystannya asynkhronizovanykh turboelektoratoriv dlya pidvyshchennya nadiynosti roboty elektrostantsiy ta rehulyuvannya napruhy [The use of synchronized turbogenerators is for the increase of reliability of work of power-stations and adjusting of tension]. Visnyk Vinnits'koho politekhnichnogo instytutu. Seriya: "Enerhetyka ta elektrotekhnika" [Bulletin of the Vinnitsa Polytechnic Institute. Ser.: Power Engineering and Electrical Engineering]. Vinnitsia, VNTU Publ., 2010, no. 6, pp.63–65.
- Shaybekov A. F., Roginskaya L. E., Semenov V. V. Elektromagnitnye protsessy v asinkhronizirovannoy sinkhronnoy mashine. [Electromagnetic processes are in an asynchronized synchronous machine]. Vestnik UGATU [Bulletin of UGATU]. Ufa, UGATU Publ., 2015, vol. 19, no. 4 (70), pp. 72–76.
- Shakaryan Yu. G. Asinkhronizirovannye sinkhronnye mashiny [Asynchronized synchronous machines]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1984. 192 p.
- Semenov V. V. Virtual'naya model' asinkhronizirovannogo sinkhronnogo generatora avtonomnikh sistem [Virtual model of

- asynchronous synchronous generator of the autonomous systems]. *Vesti vysshikh uchebnykh zavedeniy Chernozem'ya*. 2009, no. 1 (15), pp. 25–28.
11. Minaylo O. S., Mavrin O. I., Pokrovs'kyy K. B., Chaban A. V. Matematichna model' asyndronizovanoho turbogeneratora u faznykh koordinatakh [A mathematical model of asynchronous turbogenerator is in phase coordinates]. *Elektroenerhetychni ta elektromekhanichni systemy*. 2008, no. 615, pp. 93–98.
  12. Chashko M. V., Revenko A. G. Simulink model' asyndronizirovannogo sinkhronnogo generatoria [Simulink model of synchronized synchronous generator]. *Zbirnyk naukovykh prats' "Problemy avtomatyzirovannogo jelektroprivoda. Teoriya i praktika"* [Collection of scientific works "Problems of the automated electric drive. Theory and practice"]. 2005, no. 3, pp. 386–388.
  13. Bober V. A., Galinovskiy A. M., Saratov V. A. Razrabotka i issledovanie matematicheskoy modeli beskontaktnogo asyndronizirovannogo turbogeneratora s mnogofaznym kaskadnym vozobuditelem [Development and research of mathematical model of noncontact asynchronous turbogenerator with a multiphase cascade causative agent]. *Pratsi IED NANU* [Works of IER of NASU]. 2012, no. 31, pp. 49–58.
  14. Rudevich N. V., Piskur'ov M. F. Matematichna model' synkhronnoho generatoria v faznykh koordinatakh dlya doslidzhennya elektromahnitnykh perekhidnykh protsessiv v seredovishche Matlab [Mathematical model of synchronous generator in phase coordinates for research of electromagnetic transients in the environment of Matlab]. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnogo universytetu "KhPI". Tematychnyy vypusk "Enerhetyka: nadiynist' ta enerhoefektyvnist'"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Thematic issue: Energy, reliability and energy efficiency]. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2013, no. 17 (990), pp. 115–119.
  15. Ul'yanov S. A. *Elektromagnitnye perekhodnye protsessy* [Electromagnetic transients]. Moscow, Energiya Publ., 1970. 520 p.
  16. Kulikov Yu. A. *Perekhodnye protsessy v elektricheskikh sistemakh* [Transients are in the electric systems]. Moscow, Mir Publ., 2003. 183 p.
  17. Pivnyak G. G., Vinogradskiy V. N., Ribalko A. Ya., Nesen L. I. *Perekhodnye protsessy v sistemakh elektrosnabzheniya: uchebnik dlya vuzov* [Transients are in the systems of power supply: textbook for institutions of higher learning]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 2003. 548 p.
  18. Kopylov I. P. *Matematicheskoe modelirovanie elektricheskikh mashin* [Mathematical design of electric machines]. Moscow, Vyssh. shkola Publ., 2001. 327 p.
  19. Krylenko O. V., Seheda M. S., Butkevych O. F., Mazur T. A. *Matematichne modeluvannya v elektroenerhetytsi* [A mathematical design is in an electroenergy]. Lviv, Vydavnystvo Natsional'noho universytetu "Lviv's'ka politekhnika", 2010. 608 p.
  20. Venikov V. A. *Perekhodnye elektromekhanicheskie protsessy v elektricheskikh sistemakh* [Electromechanics transients are in the electric systems]. Moscow, Vyssh. shkola Publ., 1985. 536 p.
  21. Rudevich N. V., Piskur'ov M. F. Rozrakhunok vykhidnykh parametrov matematichnoi modeli synkhronnoho generatoria v faznykh koordinatakh [A calculation of initial parameters of mathematical model of synchronous generator is in phase coordinates]. *Naukovi pratsi DonNTU. Seriya: "Elektrotehnika i enerhetyka"* [Scientific works of DNTU. Ser.: Electrical Engineering and Power Engineering]. 2013, no. 1 (14), pp. 241–244.

Надійшла (received) 10.03.2019

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

**Рудевіч Наталія Валентинівна (Рудевич Наталія Валентинівна, Rudevich Natalia Valentynivna)** – доктор педагогічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2858-9836>; e-mail: n.rudevich@ukr.net

**Гриб Олег Герасимович (Гриб Олег Герасимович, Hryb Oleh Herasymovych)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3542-5625>; e-mail: ae\_khpi@ukr.net

**Піскур'єв Михайло Федорович (Пискурев Михаїл Федорович, Piskurov Mykhailo Fedorovych)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Електричні станції»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2348-6984>; e-mail: piskurev@ukr.net

**Карпалиук Ігор Тимофійович (Карпалиук Ігорь Тимофійович, Karpaliuk Ihor Timofiiovych)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5634-6807>; e-mail: humpway@gmail.com

**K. A. MIRONOV, YU. YU. OLEKSENKO**

## **RESEARCH OF FLUID FLOW IN TWO-DIMENSIONAL AND THREE-DIMENSIONAL FORMULATION IN THE FLOW PART OF A HIGH-PRESSURE FRANCIS TURBINE**

The paper presents some results of a computational study of the spatial flow of a viscous fluid in a high-pressure Francis turbine Fr500 (in the optimal mode). To improve the energy performance at the preliminary design stage of the turbine, numerical flow simulations should be carried out. The difficulty of solving the problem posed is due both to the complex spatial geometry of the blade system of the runner and the varying degree of influence of the working bodies on the formation of energy characteristics. This CFD approach reduces costs and time in comparison with the experimental approach and makes it possible to improve and analyze turbine performance and its design before the model is manufactured. The computational complex of programs provides an opportunity to see the picture of pressure distribution, the field of velocity vectors and the movement of fluid particles for substantiation and analysis of results. Numerical modeling of the spatial flow in the flow part of the turbine was carried out to determine changes in the energy characteristics, therefore, the  $k - \epsilon$  turbulence model was chosen, this model is the most successful model of first-level turbulence of the circuit. The results of the computational study confirm that the hydraulic efficiency of a hydraulic turbine largely depends on the losses in the guide vane and the runner, which means it is these elements that should be given the most attention, their design and coordination of the flow in them. Analysis of the energy loss in the flow part of the Francis turbine was carried out using programs for calculating fluid flow in two-dimensional and three-dimensional formulation. The obtained calculated data correspond to the previously known experimental recommendations for high-pressure Francis turbine. The issues of increasing the energy performance of a projected high-pressure Francis turbine were considered.

**Keywords:** runner, spiral case, guide vanes, draft tube, stator, CFD, flow part, Francis turbine, energy losses.

**K. A. МИРОНОВ, Ю. Ю. ОЛЕКСЕНКО**

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ПОТОКУ РІДINI В ДВОВИМІРНІ І ТРИВИМІРНІЙ ПОСТАНОВЦІ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ ВИСОКОНАПРНОЇ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ГІДРОТУРБІНИ**

В роботі представлені деякі результати розрахункового дослідження просторової турбулентної течії в'язкої рідини в проточній частині високонапірної радіально-осьової гідротурбіни РО500. Для поліпшення енергетичних показників на попередньому етапі проектування гідротурбіни проводиться чисельне моделювання потоку. Складність вирішення поставленого завдання обумовлена як складною просторовою геометрією лопатевої системи робочого колеса, так і різним ступенем впливу робочих органів на формування енергетичних характеристик. Даний підхід CFD знижує витрати і час в порівнянні з експериментальними підходом і дає можливість удосконалити і аналізувати показники турбіни і її конструкцію до моменту виготовлення моделі. Розрахунковий комплекс програм надає можливість побачити картину розподілу тиску, поле векторів швидкості і руху частинок рідини для обґрунтування та аналізу результатів. Чисельне моделювання просторового потоку в проточній частині гідротурбіни було проведено для визначення зміни енергетичних характеристик, тому була обрана  $k - \epsilon$  модель турбулентності, дана модель є найбільш вдалою моделлю турбулентності першого рівня замикання. Наведені результати розрахункового дослідження підтверджують, що гідравлічний коефіцієнт корисної дії гідравлічної турбіни в значній мірі залежить від втрат в напрямному апараті і робочому колесі і означає саме цим елементам варто приділяти найбільш увагу, іх конструкції та узгодженню потоку в них. Аналіз втрат енергії в проточній частині радіально-осьової гідротурбіни був проведений з використанням програм для розрахунку течії рідини в двовимірній і тривимірній постановці. Отримані розрахункові дані відповідають відомим раніше експериментальним рекомендаціям для високонапірної радіально-осьової гідротурбіни. Були розглянуті питання підвищення енергетичних показників спроектованої високонапірної радіально-осьової гідротурбіни.

**Ключові слова:** робоче колесо, спіральна камера, направлений апарат, відсмоктуча труба, статор, CFD, проточна частина, радіально-осьова гідротурбіна, енергетичні втрати.

**K. A. МИРОНОВ, Ю. Ю. ОЛЕКСЕНКО**

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ДВУМЕРНОЙ И ТРЕХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ВЫСОКОНАПОРНОЙ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ**

В работе представлены некоторые результаты расчетного исследования пространственной турбулентного течения вязкой жидкости в проточной части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины РО500. Для улучшения энергетических показателей на предварительном этапе проектирования гидротурбины проводится численное моделирование потока. Трудность решения поставленной задачи обусловлена как сложной пространственной геометрией лопастной системы рабочего колеса, так и различной степенью влияния рабочих органов на формирование энергетических характеристик. Данный подход CFD снижает затраты и время в сравнении с экспериментальными подходами и дает возможность усовершенствовать и анализировать показатели турбины и ее конструкцию до момента изготовления модели. Расчетный комплекс программ предоставляет возможность увидеть картину распределения давления, поле векторов скорости и движения частиц жидкости для обоснования и анализа результатов. Численное моделирование пространственного потока в проточной части гидротурбины было проведено для определения изменения энергетических характеристик, поэтому была выбрана  $k - \epsilon$  модель турбулентности, данная модель является наиболее удачной моделью турбулентности первого уровня замыкания. Приведенные результаты расчетного исследования подтверждают, что гидравлический коэффициент полезного действия гидравлической турбины в значительной мере зависит от потерь в направляющем аппарате и рабочем колесе и значит именно этим элементам стоит уделять наибольшее внимание, их конструкции и согласование потока в них. Анализ потерь энергии в проточной части радиально-осевой гидротурбины был проведен с использованием программ для расчета течения жидкости в двумерной и трехмерной постановке. Полученные расчетные данные соответствуют известным ранее экспериментальным рекомендациям для высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. Также был рассмотрен вопрос повышения энергетических показателей проточной части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины.

**Ключевые слова:** рабочее колесо, спиральная камера, направляющий аппарат, отсасывающая труба, статор, CFD, проточная часть, радиально-осевая гидротурбина, энергетические потери.

**Introduction.** The generally accepted approach to improving the flow parts of hydro turbines is to form the geometry of the hydro turbine by introducing changes in the original version, obtained as a result of an approximate solution of the inverse problem, or, in adopted as an analogue. Comparison of design options is based on the estimated assessment of their kinematic and energy characteristics. Finding the best option makes it extremely difficult to improve the flow path, since such an approach requires going through a significant number of geometric parameters and their combinations. The difficulty of solving the problem posed is due both to the complex spatial geometry of the runner blade system and the varying degree of influence of the working bodies on the formation of energy characteristics [1, 2].

The lack of methods for coordinating the elements of the flow part in the process of its formation on the basis of solving the direct problem greatly complicates the process of improving the flow part and increases the amount of research and design work.

When designing the flow part of the turbine using the calculated and experimental research methods. Recently, in order to reduce the amount of physical experiment, great attention has been given to a numerical experiment. This allows you to reduce the time and cost of design work, which leads to the comprehensive introduction of automated hydro turbine design systems into engineering practice.

Strengthening the role of the numerical experiment became possible in connection with the development of more advanced mathematical models of flow, hydrodynamic methods for designing the flow part and flow calculation, as well as numerical methods and algorithms.

**Literature review.** In order to ensure high energy-cavitation parameters of the flow part of the hydro turbine, it is necessary to conduct a comprehensive hydrodynamic analysis of the flow part using modern CFD application software packages. These packages allow us to calculate the viscous turbulent flow in the cavity of a hydro turbine of any complexity [3–7].

Along with the development of workflow modeling methods that use the results of solving a three-dimensional viscous flow problem, methods for calculating energy characteristics based on simplified flow models are widely used.

The use of simplified models makes it possible at the initial design stages (during the design of the flow part) to calculate the parameters of the optimal mode, determine the kinematic parameters of the flow at the inlet and outlet of the runner and determine the value of the energy loss in this mode [1, 8].

These workflow models are used in solving problems of selection and optimization of the main parameters of hydro turbine [1, 2].

They do not require flow calculations and therefore can be used in the initial design stages in the absence of complete information about the geometry of the blade systems.

**Research methodology.** The flow simulation in the hydraulic machine can be carried out in various

approximations. One of the most common and effective approaches is the stationary cyclic statement, in which it is assumed that the currents in all interscapular channel of the guide vane and in the inter-blade channels of the runner are the same [3]. In this case, the calculation is carried out only in one of the channels of the guide vane and the runner, and on the side borders of the channels the conditions for the periodicity of the flow are set. To transfer flow parameters from rotating segments to fixed and vice versa, their values are averaged in the circumferential direction. Such an approach significantly saves computational resources, but it does not make it possible to take into account the circular irregularity of the flow and the non-stationary effects associated with it.

In each element of the flow part of the hydraulic turbine in the flow is dominated by physical processes characteristic of this element. Accordingly, it is necessary to choose suitable models for describing the currents in them. On the one hand, the model should display the main features of the flow, and on the other – be economical. Thus, the main role in the runner of the hydro turbine is played by the process of transferring the torque to the runner by the fluid [3]. This process is quite accurately described by the stationary model of an inviscid fluid.

Viscous properties of the fluid have a significant influence on the energy loss in the draft tube. The dominant role is played by viscosity in the mechanism of formation of the precessing vortex bundle for the runner, which has a significant impact on the work of the entire hydro turbine. For an adequate description of the flow in the draft tube, an effective model of turbulence is required [3, 9].

**Results.** The article presents the results of a computational study of fluid flow in a spiral case and in the area of stator grids and guide vane of the high-pressure Francis turbine Fr500, performed using the CFX-TASCflow program [10–12] and the model developed at the hydraulic machines department [13, 14].

Numerical modeling of the spatial flow in the flow part of the hydro turbine was carried out to determine the change in energy characteristics, therefore the  $k - \varepsilon$  model of turbulence was chosen, this model is the most successful model of first-level turbulence of the circuit [8–10]. To describe the turbulent quantities, it uses a system of two nonlinear diffusion equations - for the mass density of turbulent energy  $k$  and the dissipation rate of turbulent energy  $\varepsilon$ .

This model was developed in the 70s. There are also modifications.

When using this model, the system of equations of fluid motion is supplemented by two differential equations describing the transfer, respectively, of the kinetic energy of turbulence  $k$  and dissipation rate  $\varepsilon$  [2, 15–17].

Calculations show that near the solid walls there is a very sharp change in the parameters  $k$  and  $\varepsilon$ . For the proper resolution of these changes, it is necessary to use a very dense computational grid. Instead, an approach is often used in which a small area is allocated to the wall, in which the numerical solution of equations is not performed, but instead the desired parameters are calculated using algebraic formulas describing typical wall

layers.

When designing a Francis turbine, before building a geometric model, in order to reduce the search for possible options for the geometry of the flow part elements, it is necessary to reconcile them with each other [6, 14].

A schematic of the model of high-pressure Francis turbine is shown in Fig. 1.

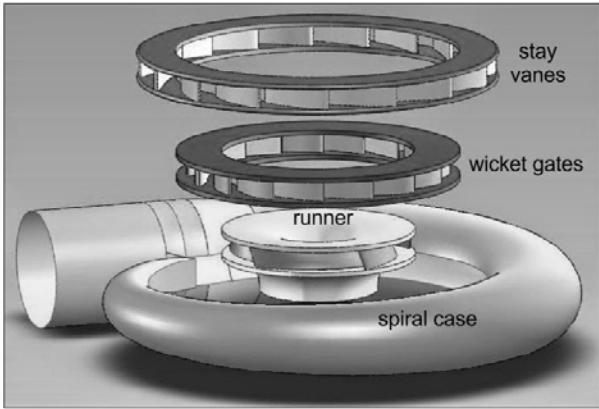


Fig. 1. A schematic of the model of high-pressure Francis turbine

As a result of the calculation, we determined the distribution of velocities and pressures in various elements of the hydro turbine, at various discoveries of guide vanes. The figures show graphs for the optimal mode (mode with maximum efficiency), which give an idea of the change in pressures and velocities within the considered area of flow.

Numerical simulation of the flow in the flow parts of the hydro turbine Fr500 was carried out for the design area, including the intervene channel formed by stator columns, shoulder guide vanes, runner blades and draft tube for a model with a diameter runner  $D_1 = 500$  mm.

The obtained results of the calculation of the spatial flow are presented in the form of averaged values of the total and static pressures of flow, averaged flow angles in relative and absolute motion, and values of losses in individual elements of the flow parts. For runner at a mode point with minimal total losses close to optimal, a static and total pressure field in the computational domain, the distribution of the components of the meridional and peripheral components of the full velocity before entering and output the runner, as well as the trajectory of fluid particles in draft tube.

The flow of fluid in the area of the stator columns, blades of the guide vane and the runner is shown in Fig. 2, and the distribution of total pressure is shown in Fig. 3.

The data obtained (see Fig. 2) show that the geometry of the runner blade system in the area of the inlet edge is not consistent with the flow angle behind the guide vane, which means the presence of impact losses at the inlet edge of the runner, therefore in further work we will consider issues related to the modification of the inlet element of the runner blade.

The pressure continuously decreases along the meridional direction from the entrance to the stator to the outlet from the runner, as can be seen from Fig. 3. The

pressure becomes negative at the outlet from the runner due to the influence of the draft tube.

In Fig. 4 shows the trajectories of the movement of the fluid particles in the draft tube (when the fluid flow from the runner falls out) at the optimum mode based on the calculation of the spatial flow.

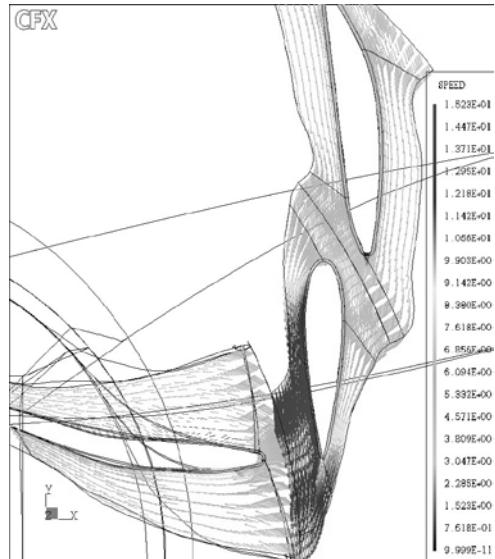


Fig. 2. The field of the vectors of the velocity of the spatial flow of fluid in the region of the stator columns, the blade guide vanes and runner in the optimal mode

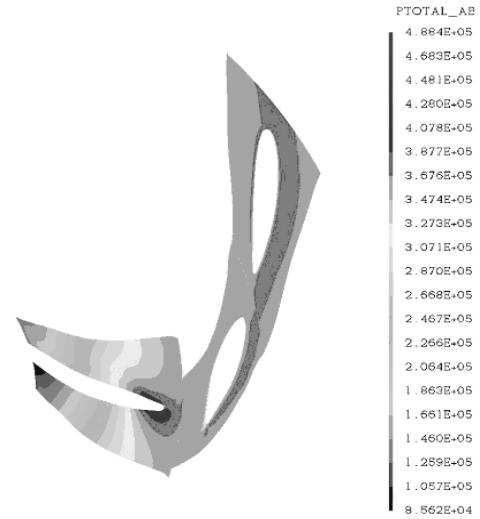


Fig. 3. Isolines of total pressure in the blade systems

The location of the current lines in the draft tube Fig. 4 shows that the speed decreases from the inlet to the outlet of the draft tube, due to which the kinetic energy is converted into pressure energy. There is a gradual drop in pressure from inlet to outlet along the suction and pressure side of the runner blades.

The pattern of fluid motion also shows the orderly nature of the flow in the draft tube (secondary flows in the draft tube are weak). This improves the recovery of static pressure in the draft tube and does not lead to additional losses. The reason for the favorable flow in the peripheral region of the draft tube is a sufficient swirl of flow beyond the runner.

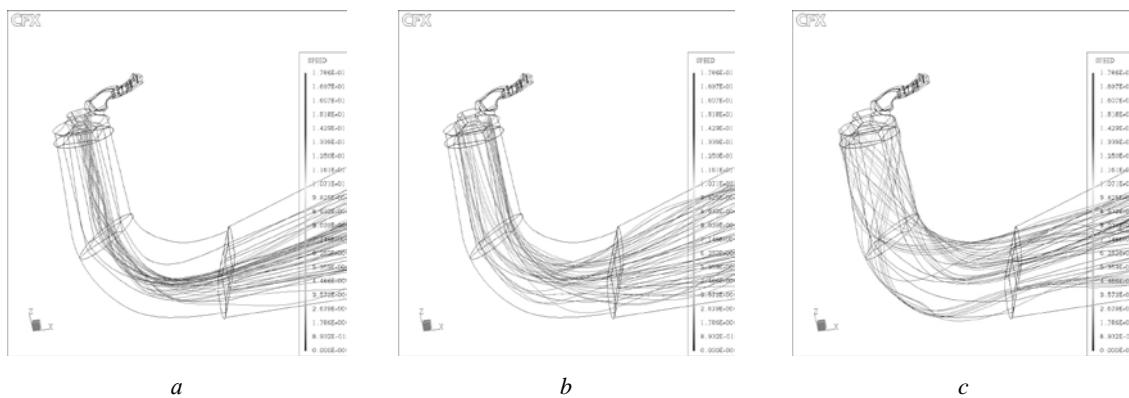


Fig. 4. The trajectories of the movement of fluid particles in the draft tube:  
a – upper rim; b – middle; c – lower rim

The obtained calculated data correspond to the previously known experimental recommendations on the positive effect of a small swirl flow at the entrance to the draft tube on the amount of losses in it [7, 18–20] and on the optimal, from the point of view of minimizing inductive losses, distribution pattern of the tangential velocity component an increase in its values in the peripheral region.

The results of the calculation of the energy loss (at the optimal mode) in the flow parts of a high-pressure Francis turbine Fr500 are shown in the table 1.

**Conclusion.** 1. To reduce the amount of physical experiment, it is necessary to pay more attention to the

numerical experiment. This will reduce the time and cost of design work.

2. Considered in detail the nature of the movement of fluid in the flow part high-pressure hydro turbine.

3. The results of the calculation optimal mode of the hydro turbine using two-dimensional and three-dimensional flow models are given, the obtained data are in good agreement with each other.

4. To improve the energy performance of high-pressure Francis turbine, it is necessary to study in more detail the effect of the geometry of the guide vane on the formation of losses in the hydro turbine.

Table 1 – The results of the calculation of the energy loss in the flow parts of a high-pressure Francis turbine

Turbine type	Calculation program	Energy losses, %				$\Sigma$
		Spiral case + Stator	Guide vane	Runner	Draft tube	
Fr500	Two-dimensional model	0,6	3,02		1,61	5,23
	3D model	0,77	2,5	1,66	0,2	5,13

#### References

- Колычев В. А. *Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах*. Киев: ИСИО, 1995. 272 с.
- Колычев В. А., Тыньянова И. И., Миронов К. А. Моделирование энергетических характеристик гидротурбин на начальном этапе проектирования. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2010. Т. 43, № 1/6. С. 27–38.
- Черный С. Г., Чирков Д. В., Лапин В. Н. *Численное моделирование течений в турбомашинах*. Новосибирск: Наука, 2006. 202 с.
- Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge: Cambridge university press, 2002. 1012 с.
- Minkowycz W. J. Sparrow E. M., Murthy J. Y. *Handbook of Numerical Heat Transfer*. Wiley, 2006. 984 с.
- Paul G. Tucker. *Computation of Unsteady Internal Flows – Fundamental Methods with Case Studies*. New York: Springer US, 2001. 376 с.
- Миронов К. А., Олесенко Ю. Ю. Применение CFD при проектировании элементов проточной части гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). Р. 116–121.
- Барлит В. Б., Миронов К. А., Власенко А. В., Яковлева Л. К. *Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. 216 с.
- Лапин В. Н., Черный С. Г., Скороспелов В. А., Турук П. А. Проблемы моделирования течений в турбомашинах. *Вестник Казахского Нац. ун-та им. аль-Фараби. Сер.: Математика, механика, информатика*. Алматы: КазНУ. 2004. Т. 42, вып. 3. С. 57–66.
- Сухоребый П. Н., Барлит В. В., Дранковский В. Э., Рао В. С., Харвани Л. К. Характеристики пространственного турбулентного потока и потери энергии в элементах проточной части гидротурбины РО500. *Проблемы машиностроения*. 2004. Т. 7, № 3. С. 13–20.
- ANSYS. *ANSYS 16.0 Release Documentation, Theory and Modelling Guide*. ANSYS Inc.: Canonsburg, PA, USA, 2015.
- Jošt D., Škerlavaj A., Morgut M., Mežnar P., Nobile E. Numerical simulation of flow in a high head Francis turbine with prediction of efficiency, rotor stator interaction and vortex structures in the draft tube. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015. Vol. 579.
- Колычев В. А., Миронов К. А., Тыньянова И. И. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидравлической турбине. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2005. Т. 13, № 1/2. С. 95–106.
- Колычев В. А., Дранковский В. Э. *Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины*: учебн. пособ. Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. 268 с.
- Daneshkhan K., Zangeneh M. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method. *25-th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems*. Vol. 12. 2010.

16. Zhang H., Zhang L. Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation with OpenFOAM. *Procedia Engineering*. 2012. Vol. 31. P. 156–165.
17. Юн А. А., Крылов Б. А. *Расчет и моделирование турбулентных течений с теплообменом, смещением, химическими реакциями и двухфазных течений в программном комплексе Fastest-3D: учебный пособие*. Москва: МАИ, 2007. 116 с.
18. Ayli E., Kaplan A., Cetinturk H. 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*. Vol. 1A. (2–5 August 2015, Boston, Massachusetts, USA). Boston: ASME, 2015.
19. Kurosawa S., Lim S. M., Enomoto Y. Virtual model test for a Francis turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2010. Vol. 12, no. 1.
20. Ayli E., Celebioglu K., Aradag S. Determination and generalization of the effects of design parameters on Francis turbine runner performance. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2016. Vol. 10:1. P. 545–564.

#### References (transliterated)

1. Kolychev V. A. *Kinematicheskie kharakteristiki potoka v lopastnykh gidromashinakh* [Kinematic characteristics of flow in blade hydraulic machines]. Kiev, ISIO Publ., 1995. 272 p.
2. Kolychev V. A., Tyn'janova I. I., Mironov K. A. Modelirovaniye energeticheskikh kharakteristik gidroturbin na nachal'nom etape proektirovaniya [Modeling the energy characteristics of hydroturbines at the initial design stage]. *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2010, vol. 43, no. 1/6, pp. 27–38.
3. Chernyj S. G., Chirkov D. V., Lapin V. N. *Chislennoe modelirovaniye techeniy v turbomashinakh* [Numerical simulation of currents in turbomachines]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2006. 202 p.
4. Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge: Cambridge university press Publ., 2002. 1012 p.
5. Minkowycz W. J., Sparrow E. M., Murthy J. Y. *Handbook of Numerical Heat Transfer*. Wiley, 2006. 984 p.
6. Paul G. Tucker. *Computation of Unsteady Internal Flows – Fundamental Methods with Case Studies*. New York, Springer US Publ., 2001. 376 p.
7. Myronov K. A., Oleksenko Yu. Yu. Primenenie CFD pri proektirovaniyu elementov protochnoy chasti gidroturbin [The use of CFD in the design of elements of the flow part of hydraulic turbines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 116–121.
8. Barlit V. V., Mironov K. A., Vlasenko A. V., Jakovleva L. K. *Raschet i proektirovaniye protochnoy chasti reaktivnykh gidroturbin na osnove chislennogo modelirovaniya rabochego protsesssa* [Calculation and design of the flow parts of jet turbines based on numerical simulation of the workflow]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2008. 216 p.
9. Lapin V. N., Chernyj S. G., Skorospelov V. A., Turuk P. A. *Problemy modelirovaniya techeniy v turbomashinakh* [Current modeling problems in turbomachines]. *Vestnik Kazakhskogo Nats. un-ta im. al'-Farabi. Seriya: Matematika, mehanika, informatika* [Bulletin of Al-Farabi Kazakh National University. Series: Mathematics, mechanics, computer science]. Almaty, KazNU Publ., 2004, vol. 42, issue 3, pp. 57–66.
10. Suhorebryj P. N., Barlit V. V., Drankovskij V. Je., Rao V. S., Harvani L. K. *Kharakteristiki prostranstvennogo turbulentnogo potoka i poteri energii v elementakh protochnoy chasti gidroturbiny RO500* [Characteristics of spatial turbulent flow and energy loss in the elements of the flow part of the PO500 hydro turbine]. *Problemy mashinostroeniya*. 2004, vol. 7, no. 3, pp. 13–20.
11. ANSYS. *Ansys 16.0 Release Documentation, Theory and Modelling Guide*. ANSYS Inc.: Canonsburg, PA, USA, 2015.
12. Jošt D., Škerlavaj A., Morgut M., Mežnar P., Nobile E. Numerical simulation of flow in a high head Francis turbine with prediction of efficiency, rotor stator interaction and vortex structures in the draft tube. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015. Vol. 579.
13. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyn'janova I. I. *Raschet i analiz balansa poter' energii v vysokonapornoy radial'no-osevoy gidravlicheskoy turbine* [Calculation and analysis of the energy loss balance in a high-pressure radial-axial hydraulic turbine]. *Skhidno-Yevropeys'kyy zhurnal peredovykh tekhnolohiy*. 2005, vol. 13, no. 1/2, pp. 95–106.
14. Kolychev V. A., Drankovskij V. Je. *Raschet gidrodinamicheskikh kharakteristik napravlyayushchikh apparatov gidroturbiny* [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the guide vanes of a turbine]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2002. 268 p.
15. Daneshkhan K., Zangeneh M. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method. *25-th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems*. Vol. 12. 2010.
16. Zhang H., Zhang L. Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation with OpenFOAM. *Procedia Engineering*. 2012, vol. 31. pp. 156–165.
17. Jun A. A., Krylov B. A. *Raschet i modelirovaniye turbulentnykh techeniy s teploobmenom, smesheniem, khimicheskimi reaktsiyami i dvukhfaznykh techeniy v programmnom komplekse Fastest-3D* [Calculation and modeling of turbulent flows with heat exchange, mixing, chemical reactions and two-phase flows in the Fastest-3D software package]. Moscow, MAI Publ., 2007. 116 p.
18. Ayli E., Kaplan A., Cetinturk H. 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*. Vol. 1A. (2–5 August 2015, Boston, Massachusetts, USA). Boston, ASME Copyright, 2015.
19. Kurosawa S., Lim S. M., Enomoto Y. Virtual model test for a Francis turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2010, vol. 12, no. 1.
20. Ayli E., Celebioglu K., Aradag S. Determination and generalization of the effects of design parameters on Francis turbine runner performance. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2016, vol. 10:1, pp. 545–564.

Received 19.05.2019

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

**Миронов Константин Анатолійович (Миронов Константин Анатольевич)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», заступник директора ННІ МІТ; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6034-410X>; e-mail: cosmir@i.ua

**Олексенко Юлія Юріївна (Олексенко Юлія Юріївна, Oleksenko Yuliia Yuryivna)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідрравлічні машини» ім. Г.Ф. Прокури; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4467-7833>; e-mail: yuliayo@ukr.net

**П. М. АНДРЕНКО, О. В. ДМИТРІЕНКО, В. В. КЛІТНОЙ, В. К. МИРОНОВ**

## РОЗРОБКА КЛАПАНА РІЗНИЦІ ТИСКУ

Проаналізовані схемні та конструктивні рішення існуючих клапанів різниці тиску та дискретних мембраних елементів. Встановлено, що гідропарти, зокрема клапани різниці тисків, які мають у своєму складі запирно-регулюючий елемент, виконаний у вигляді золотника, мають значну силу тертя, що знижує їх чутливість до перепаду тиску, та витоки, які знижують їх ККД. За аналізом гідропартив, збудованих за принципом вільних мембрани, встановлено, що вони мають просту конструкцію, високу надійність, малий час спрацювання та собівартість. Проаналізовані існуючі конструктивні рішення таких мембраних елементів. Доведено, що відомі рівняння власних коливань мембрани, які розділяють ідеальні рідини різної щільноти в прямокутному каналі з жорсткими підставами не можуть бути використані при побудові елементів, збудованих за принципом вільних мембрани. Встановлені конструктивні параметри, які впливають на вихідні характеристики елементів, збудованих за принципом вільних мембрани. Наведено схему реалізацію клапана різниці тиску, збудованого за принципом вільних мембрани, конструкція якого захищена патентом України на корисну модель. Особливістю розробленого клапана є те, що він дозволяє, залежно від різниці тисків на його вході та вихіді, які сумуються на запирно-регулюючому елементі, утвореному рухомими дисками, розміщеними в камерах, управляти відкриттям/закриттям вхідних та вихідних каналів камер, забезпечуючи протікання рідини від входу клапана на його вихід та навпаки. Розроблений клапан різниці тиску дозволяє підтримувати задану різницю тиску незалежно від напрямку руху робочої рідини. Проаналізовано конструктивні та робочі параметри, які впливають на робочий процес розробленого клапана. Доведено, що регулювання різниці тиску між входом та виходом розробленого клапана здійснюється відповідним добором площин мембрани, розміщених у його проточних камерах. Розроблена методика вибору конструктивних та робочих параметрів розробленого клапана різниці тиску, яка базується на методах механіки твердого тіла та гідромеханіки. Встановлено порог чутливості розробленого клапана різниці тиску.

**Ключові слова:** клапан різниці тиску, вільні мембрани, робоча рідина, камера, діаметр умовного проходу, тиск, порог чутливості.

**П. Н. АНДРЕНКО, О. В. ДМИТРИЕНКО, В. В. КЛІТНОЙ, В. К. МИРОНОВ**

## РАЗРАБОТКА КЛАПАНА РАЗНОСТИ ДАВЛЕНИЯ

Проанализированы схемные и конструктивные решения мембранных элементов. Установлено, что гидроаппараты, а именно клапаны разности давлений, имеющие запорно-регулирующие элементы, выполненные в виде золотника, имеют значительную силу трения, что снижает их чувствительность к перепаду давления, и утечки, которые снижают КПД. Проанализировав гидроаппараты, построенные по принципу свободных мембрани, установлено, что они имеют простую конструкцию, высокую надежность, малое время переключения и себестоимость. Проанализированы существующие конструктивные решения таких мембранных элементов. Доказано, что известные уравнения собственных колебаний мембрани, которые разделяют идеальные жидкости разной плотности в прямоугольном канале с жесткими стенками, не могут быть использованы при построении элементов, построенных по принципу свободных мембрани. Установлены конструктивные параметры, которые влияют на выходные характеристики элементов, построенных по принципу свободных мембрани. Приведена схемная реализация клапана разности давления, построенного по принципу свободных мембрани, конструкция которого защищена патентом Украины на полезную модель. Особенностью разработанного клапана является то, что он позволяет, в зависимости от разности давления на его входе и выходе, которые суммируются на запирно-регулирующем элементе, образованном подвижными дисками, размещенными в камерах, управлять открытием/закрытием входных и выходных каналов камер, обеспечивая протекание жидкости от входа клапана на его выход и наоборот. Разработанный клапан разности давлений позволяет поддерживать заданную разницу давлений независимо от направления движения рабочей жидкости. Проанализированы конструктивные и рабочие параметры, влияющие на рабочий процесс разработанного клапана. Доказано, что регулирование разности давления между входом и выходом разработанного клапана осуществляется соответствующим выбором площадей мембрани, размещенных в его проточных камерах. Разработана методика выбора конструктивных и рабочих параметров разработанного клапана разности давлений. Установлен порог чувствительности разработанного клапана разности давлений.

**Ключевые слова:** клапан разности давления, свободные мембрани, рабочая жидкость, камера, диаметр условного прохода, давление, порог чувствительности.

**P. M. ANDRENKO, O. V. DMYTRIENKO, V. V. KLITNOY, V. K. MYRONOV**

## DEVELOPMENT OF DIFFERENTIAL PRESSURE CONTROL VALVE

The design and structural solutions of membrane elements are analyzed. It has been established that hydraulic devices, namely differential pressure control valves, having shut-off and regulating elements, made in the form of a spool, have significant friction force, which reduces their sensitivity to pressure drop, and leakages, which reduce efficiency. After analyzing the hydraulic apparatus, built on the principle of free membranes, it was found that they have a simple design, high reliability, short switching time and cost. The existing design solutions of such membrane elements are analyzed. It is proved that the known equations of membranes self-oscillations, which separate ideal fluids of different densities in a rectangular channel with rigid walls, cannot be used in the construction of elements built on the principle of free membranes. Design parameters have been established that influence the output characteristics of elements built on the principle of free membranes. A circuit implementation of a differential pressure control valve, built on the principle of free membranes, whose design is protected by a patent of Ukraine for a utility model, is given. A feature of the developed valve is that it allows, depending on the pressure difference at its inlet and outlet, which are summed on the locking and regulating element formed by movable discs placed in the chambers, to control the opening / closing of the inlet and outlet of channels of the chambers, ensuring the flow of fluid from the valve inlet to its outlet and vice versa. The designed differential pressure control valve allows the pressure difference to be maintained regardless of the direction of movement of the working fluid. Design and operating parameters that affect the workflow developed valve are analyzed. It is proved that the regulation of the pressure difference between the inlet and outlet of the developed valve is carried out by appropriate selection of the squares of the membranes placed in its flow chambers. A technique has been developed for selecting the design and operating parameters of the developed differential pressure control valve, based on solid mechanics and hydromechanics methods, which made it possible to obtain new mathematical relationships. The threshold of sensitivity of the developed differential pressure control valve is set.

**Keywords:** differential pressure control valve, free membranes, working liquid, chamber, nominal diameter, pressure, sensitivity threshold.

**Вступ.** Сучасною тенденцією розвитку гідроапаратурі є її мініатуризація, розширення її номенклатури та покращення технічних параметрів, застосування апаратури вбудованого монтажу і оригінальних гідроапаратів для забезпечення виконання заданих функцій. Найбільш інтенсивний розвиток отримали гідроапарати, які зв'язують електронні системи управління з виконавчими механізмами, які випускаються провідними світовими фірмами виробниками гідроапаратурі Rexroth, Parker Hannifin, Moog і ін. [1–3].

**Аналіз літературних джерел.** Проектування гіdraulічної апаратури базується на фундаментальних роботах Є. І. Абрамова, Т. М. Башти, В. П. Бочарова, М. С. Гамініна, О. П. Губарєва, Г. Й. Зайончковського, Б. Л. Коробочкина, О. Ф. Луговського, З. Я. Лур'є, К. Л. Навроцького, З. Л. Фінкельштейна, Г. А. Нікітіна, Д. М. Попова, В. М. Прокоф'єва, В. Б. Струтинського, Д. О. Съоміна, Е. М. Хаймовича, Ю. І. Чупракова, W. Mednisa та ін.

В роботі [4] розглядаються елементи, збудовані за принципом вільних мембрани, наведені їх схемні рішення для реалізації логічних функцій. Однак, в даній роботі не розглядається клапан різниці тиску, збудований за принципом вільних мембрани, який, крім підтримання перепаду тиску, використовуються для регулювання напрямком потоку робочої рідини в гіdraulічних системах різного технологічного призначення, не наведена методика вибору його основних конструктивних та робочих параметрів.

В статтях [5, 6] оцінено вплив перевантаження на стійкість коливань кільцевої мембрани та на першу і другу власні частоти в залежності від геометрії порожнини, натягу мембрани і глибини заповнення рідини. Показано, що критичні значення натягу кільцевої мембрани і перевантаження можуть бути визначені зі статичної задачі.

В статті [7] у лінійній постановці виведено частотне рівняння власних коливань мембрани, що розділяє ідеальні рідини різної щільноті в прямокутному каналі з жорсткими підставами. Отримано єдина форма частотного рівняння як для симетричних, так і несиметричних спільних коливань мембрани і рідини. Виведено умови стійкості плоскої форми рівноваги мембрани. Доведено, що ці умови не залежать від глибин заповнення рідин і маси мембрани. Розглянуто випадки відсутності мембрани, верхньої або нижньої рідин, а також випадок відсутності гравітації, тобто випадок невагомості. Аналогічна задача вирішувалася і у статті [8], в якій, крім цього, розглянуто випадки відсутності на мембрани верхньої або нижньої рідин, а також випадок відсутності гравітації, тобто випадок невагомості. Таким чином, в статтях [5–8] розглядаються коливання мембрани в ідеальній рідині, і наведені в них відомості не можуть бути використані при побудові елементів, збудованих за принципом вільних мембран.

Описаний в [9] пристрій може бути використаний для регулювання перепаду тиску. Однак, він,

збудований за принципом ефекту Коанда, не дозволяє змінювати напрямок потоку робочої рідини.

В статті [10] описаний пропорційний гідророзподільник, який суміщає функції регулювання витратою та перепадом тиску, управління якого здійснюється електронною системою. Однак, розроблений гідророзподільник не дозволяє змінювати напрямок течії робочої рідини, а отже не може бути застосований в гіdraulічних системах, де виконання заданої функції є обов'язковою умовою працездатності гіdraulічної системи.

В [11, рис. 3.29, б] описано клапан, у якого різниця тиску підводиться до камер, виконаних на торцах запірно-регулюючого елемента – циліндричного золотника, який управляє провідністю дросельюючої щілини. Регулювання перепаду тиску на клапані здійснюється попереднім підтиском пружини, встановленої в одній із камер, виконаних на торцах запірно-регулюючого елемента. Наявність сил тертя на золотнику клапана знижує чутливість клапана до зміни перепаду тиску в ньому. Крім того, пружина має схильність до залишкових деформацій, що також знижує точність даного клапана. В радіальному зазорі між корпусом клапана та його запірно-регулюючим елементом мають місце витоки, що знижує його ККД. Клапан не забезпечує реалізації функції підтримування різниці тиску при руху робочої рідини в протилежних напрямках.

В клапані, виконаному згідно [12, рис. 2], на вертикальній осі виконані камера та вхідний канал, які сполучені між собою. В камері горизонтально розміщено одну пластину, виконану у вигляді скоби, спрямованої вгору, краї якої торкаються кришки і яка опирається на пружні елементи, що виконують функції пружини, і ділить цю камеру на дві частини. Особливістю даного клапана є те, що у пластині виконаний дросельний отвір, який сполучає верхню та нижню частину камери, а пластина виконана у вигляді скоби, спрямованої вгору. Краї цієї пластини торкаються кришки, яка опирається на пружні елементи. Під дією перепаду тиску у верхній та нижній частині камери пластина переміщується у цій камері, керує регульованим дроселем, утвореним вихідним каналом, виконаним у корпусі, та пластину. У процесі роботи такого клапана виникають значні сили тертя між стінками камери та бічною поверхнею скоби пластини. Це знижує чутливість клапана до зміни перепаду тиску в ньому та може привести до заклинювання пластини. Крім того, пружні елементи, які виконують функцію пружини, мають схильність до залишкових деформацій, що також знижує точність даного клапана. Внаслідок вищевказаного, такий клапан має малу швидкодію та надійність.

Особливістю клапана, виконаного згідно з [13], є проточне сполучення вхідного отвору з вихідним, сідло клапана, розміщене всередині проточної частини клапана, і конус клапана, який змінює прохідний отвір клапана, який визначається як отвір між сідлом клапана і його конусом. Клапан містить діафрагму, яка може зміщуватися під дією перепаду тиску, і

канали, які сполучають вхід та вихід клапана з протилежними порожнинами діафрагми.

Регульована частина клапана приєднана до конуса і відділена від проточної частини. Її регулювання здійснюється переміщенням шпинделя всередині корпуса клапана. Недоліком даного клапана є мала чутливість до перепаду тиску на рухомій діафрагмі, яка навантажена пружиною з регульованою жорсткістю, а також постійна витрата при використанні таких клапанів в схемах з однопровідним зв'язком, неможливість реалізації функції підтримування різниці тиску при руху робочої рідини в протилежних напрямках.

Зазначимо, що клапани різниці тиску, конструктивні рішення яких наведено в [14–16], мають такі ж самі недоліки, як гіdraulічні елементи з запірно-регулюючим елементом, виконаним у вигляді золотника, описаного в [11].

В розглянутих нами роботах не розглядається клапан різниці тиску, збудований за принципом вільних мембран, який, крім підтримання перепаду тиску, використовується для регулювання напрямком потоку робочої рідини в гіdraulічних системах різного технологічного призначення, не наведена методика вибору його основних конструктивних та робочих параметрів.

Таким чином, можна констатувати важливу науково-технічну задачу: розробка клапана різниці тиску, збудованого за принципом вільних мембран.

**Основна частина.** Для реалізації поставленої задачі нами розроблений клапан різниці тиску, збудований за принципом вільних мембран, рис. 1, рис. 2 [17]. Особливістю даного клапана є те, що він дозволяє залежно від різниці тисків на вході та виході клапана, які сумуються на запірно-регулюючому елементі, утвореному рухомими дисками (вільними мембраними), розміщеними в камерах, управляти відкриттям/закриттям вхідних та вихідних каналів камер, забезпечуючи протікання рідини від входу клапана на його вихід та навпаки.

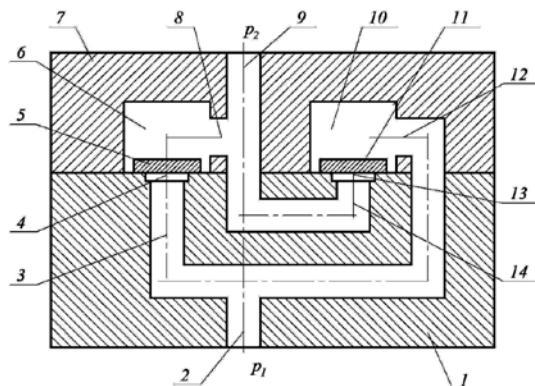


Рис. 1. Схема клапана різниці тиску

Клапан, рис. 1, містить кришку 7, в якій виконано вихідний канал 9 та дві камери 6 та 10, осі яких спрямовані вертикально, та в кожній з яких виконано по одному вихідному каналу 8 та 12, вісі яких перпендикулярні осям камер 6 та 10, і які сполучені з ними. В камерах 6 та 10 розміщено по одному диску 5

та 11, які мають форму камери і вільно переміщаються в ній у вертикальному напрямку. Корпус 1 з вхідним каналом 2 і вхідними каналами камер 3 і 14, вісі яких співпадають з осями камер 6 та 10 і які, відповідно, сполучені з цими камерами. З боку камер 6 та 10 виконані розточки 4 і 13. Канал 8 камери 6 сполучений з вхідним каналом 14 камери 10 та вихідним каналом 9 у кришці 7, а вихідний канал 12 камери 10 сполучений з каналом 3 камери 6 та каналом 2 виконаним у корпусі 1. Зазор між лінійними розмірами камери і диском менше або дорівнює зазору між лінійними розмірами диску і розточки, виконаної в корпусі 1.

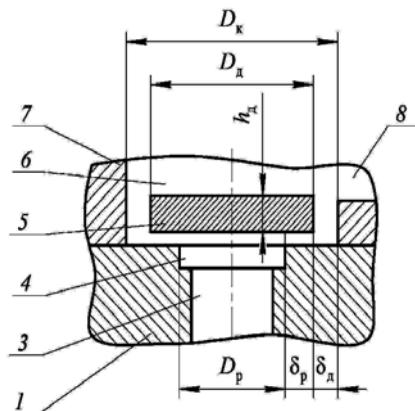


Рис. 2. Схема розташування мембрани в камері клапана при виконанні її у формі циліндра

Клапан різниці тиску працює наступним чином. У статичному режимі на запірно-регулюючий елемент клапана і рухомі диски 5 і 11 діють сили, викликані тиском на його вході  $p_1$ , виході  $p_2$ , та ваги дисків. Так як підвідні та відвідні канали клапана залежно від рівня тиску у гідросистемі та витрати через нього виконують зі стандартним діаметром умовного проходу, втрати тиску в них незначні і ними можна знехтувати. У разі циліндричного виконання камер 6 і 10, розточок 4 і 13 у корпусі клапана 1 та рухомих дисках 5 і 11, рівняння рівноваги на рухомих дисках при нехтуванні сили, яка натікає на рухомий диск, має вид:

$$\frac{\pi D_p^2}{4} p_1 - \frac{\pi D_d^2}{4} p_2 - m_5 g = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\pi D_p^2}{4} p_2 - \frac{\pi D_d^2}{4} p_1 - m_{11} g = 0, \quad (2)$$

де  $D_p$  і  $D_d$  – діаметри розточки та диску;  $m_5$  і  $m_{11}$  – маси дисків 5 і 11;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Поріг чутливості клапана  $\Delta p = p_1 - p_2 = \Delta p_{\text{гр}}$ .

У випадку, коли на вході клапана є тиск  $p_1$ , на виході  $p_2$  дорівнює нулю. Тиск  $p_1$  надходить по каналу 12 до камери 11 та притискає диск 11 до корпусу 1, закриваючи розточку 13. Разом з тим, тиск  $p_1$  по каналу 3 надходить до розточки 4. Внаслідок того, що  $p_2 = 0$ , під дією тиску  $p_1$  диск 5 піднімається вгору, і

робоча рідина з входу клапана 2 через канал 3, щілину, утворену диском 5 і стінкою камери 6, каналом 8, надходить на вихід клапана, канал 9. Це відбувається доти, доки під дією різниці тиску  $\Delta p = p_1 - p_2$  диск 5 не притиснеться до корпусу 1, закриваючи розеточку 4 та припиняючи рух рідини з входу клапана 2 на його вихід 9.

Виконання зазору між лінійними розмірами камер 6 і 10 і дисками 5 і 11  $\delta_d$  меншими або такими, що дорівнюють зазорам між лінійними розмірами дисків 5 і 11 і розеточками 4 і 13, виконаними в корпусі клапана 1,  $\delta_p$  дозволяє отримати мінімальну різницю площ згори та знизу на рухомих дисках 5 і 11, на які діють тиск з боку розеточок 4 і 13 та камерами 6 і 10. Це забезпечує максимальну чутливість клапана до зміни різниці тиску на його вході 2 і вихіді 9 та герметичність клапана, якщо різниці тиску недостатньо, щоб порушити рівновагу клапану. Встановлення перепаду тиску на клапані різниці тиску здійснюється за рахунок зміни зазорів між лінійними розмірами дисків 5 і 11 і розеточками 4 і 13, виконаними в корпусі клапана 1,  $\delta_p$  (zmіни різниці площ рухомого диску з боку камер 6 і 10 та розеточок 4 і 13).

У випадку, коли тиск на вході клапана  $p_1$  більше тиску на його вихіді  $p_2$ , що найменше, на величину  $\Delta p_{pr}$ , порушуються рівняння рівноваги (1), (2). Під дією перепадів на рухомих діках 5 і 11 диск 11 притиснутий до розеточки 13, і рух робочої рідини через нього не відбувається, диск 5 піднімається вгору, пропускаючи рідину з входу клапана 2 через канал 3, щілину, утворену диском 5 і стінкою камери 6, каналом 8, на вихід клапана, канал 9. Це відбувається доти, доки під дією різниці тиску  $\Delta p = p_1 - p_2$  диск 5 не притиснеться до корпусу 1, закриваючи розеточку 4 та припиняючи рух рідини з входу клапана 2 на його вихід 9.

У випадку, коли тиск на вході клапана  $p_2$  більше тиску на його вихіді  $p_1$ , що найменше, на величину  $\Delta p_{pr}$ , також порушуються рівняння рівноваги (1), (2). Під дією різниці тиску  $\Delta p = p_2 - p_1$  на рухому диску 11, він піднімається вгору, утворюючи щілину між диском 11 та камерою 10, і робоча рідина з вихідного каналу 9, вихідного каналу 14 розеточки 13, по вищезгаданій щілині надходить з камери 11 каналом 12 на вихід клапана 2. В той же час під дією цієї різниці тиску  $\Delta p = p_2 - p_1$  рухомий диск 5 закриває розеточку 4, внаслідок чого стає неможливим надходження робочої рідини з входу клапана 2 на його вихід 9. Це відбувається доти, доки під дією різниці тиску  $\Delta p = p_2 - p_1$  диск 11 не притиснеться до корпусу 1, закриваючи розеточку 13 та припиняючи рух рідини з входу клапана 9 на його вихід 2.

**Закриття/відкриття клапана внаслідок незначної різниці площ між рухомими дисками 5 і 11 та розеточкою 4 і 13, виконаними в корпусі клапана 1, відбувається практично миттєво, це забезпечує добру його герметичність.**

Таким чином, між входом клапана 2 і його вихідом 9 підтримується задана різниця тиску, яка визначається розмірами дисків 5 і 11, іх вагою та

розмірами розеточок 4 і 13, виконаними в корпусі клапана 1. Регулювання заданої різниці тисків клапана, різниці тисків при стаїх конструктивних розмірах його проточної частини, може бути здійснено за рахунок зміни висоти дисків  $h_d$  або вибором матеріалу дисків з різною густиною.

Завдяки виконанню запірно-регулюючого клапана у вигляді двох дисків 5 і 11, що розміщені в камерах 6 і 10, осі яких спрямовані вертикально, диски вільно переміщаються в них (відсутні сили тертя) під дією різниці тиску  $\Delta p = p_1 - p_2$  або  $\Delta p = p_2 - p_1$ . Вони є гідралічними контактами, утвореними дисками 5 і 11 та розеточками 4 і 13, виконаними в корпусі клапана 1. Завдяки цьому досягається велика чутливість клапана до різниці тиску на його вході 2 і вихіді 9. Клапан має просту конструкцію, велику швидкодію та чутливість.

**Методика вибору робочих та конструктивних параметрів клапана різниці тиску.** При розробці такого клапана, як і будь якого гідроапарата, в першу чергу, необхідно визначити діапазон зміни його робочих параметрів. Вибір значення номінального тиску та діаметри умовного проходу  $d_v$  проводять з їх номінального ряду. Згідно сучасної тенденції розвитку гідроапаратів, їх слід проектувати на тиск, який лежить в межах 30–40 МПа. В середині цього діапазону тисків знаходиться 32 МПа. Таким чином, більшість сучасних гідроапаратів проектується на значення цього номінального тиску. Слід зазначити, що номінальна витрата через гідроапарат, в першу чергу, залежить від  $d_v$  та його типу. Для встановлення діапазону зміни витрати, за каталожними даними, нами було проаналізовано залежність номінальної витрати від  $d_v$  для гідроапаратів різних типів, табл. 1 [18].

Таблиця 1 – Витрата у гідроапараті залежно від діаметра умовного проходу

$d_v^*$ , мм	$q_{sep}$ , л/хв
6	12,5–30,0
10	32,0–100,0
16	63,0–120,0
20	63,0–250,0
32	250,0–700,0

Враховуючи тенденцію на мініатюризацію гідроапаратів, приймаємо, що номінальний тиск повинен становити 32 МПа, а видаток, згідно з вибраного  $d_v$ , вибираємо з табл. 1.

Діаметри вхідного, вихідного та комунікаційних каналів, виходячи з вимоги забезпечення їх мінімального опору, вибираємо рівними  $d_v$ .

Діаметри розеточки та диску  $D_p$  і  $D_d$  вибираємо з рівняння:

$$\frac{\pi D_p^2}{4} p_1 = \frac{\pi D_d^2}{4} p_2, \quad (3)$$

попередньо задавши різницю тисків  $\Delta p = p_1 - p_2$ .

Причому умова

$$D_p < D_d \quad (4)$$

повинна виконуватися завжди.

Зазор  $\delta_d$  вибирають з умови:

$$\delta_d = \frac{D_d - D_p}{2}. \quad (5)$$

Зазор  $\delta_d$  вибирають з умови, щоб не було перекосу диска

$$\delta_d \leq h_d, \quad (6)$$

де  $h_d$  – висота диска, який вибирають з конструктивних міркувань.

Діаметр камери вибирають з умови:

$$D_k > D_d. \quad (7)$$

Розраховують діаметр камери:

$$D_k = D_d + 2h_d. \quad (8)$$

Висота камер 6 та 10 повинна бути більшою за  $d_y + h_d$ .

Визначають критерій міцності корпуса  $k_{mk}$ , який розраховують за формулою [19]:

$$k_{mk} = \frac{p_{max}}{[n_\sigma] p_n}, \quad (9)$$

де  $p_{max}$  і  $p_n$  – відповідно максимальний і номінальний тиски в клапані;

$[n_\sigma]$  – коефіцієнт запасу міцності;

Поріг чутливості, в припущені, що  $D_p \approx D_d$ , знаходять з рівнянь (1), (2).

$$\Delta p_{rp} = p_1 - p_2 = \frac{4m_5(11)g}{\pi}. \quad (10)$$

Слід зазначити, що для забезпечення мінімального рівня шуму при роботі клапана диск, враховуючи, що він переміщується практично миттєво, ударяючись о корпус, необхідно виконувати з металу, вкритого пластмасою чи гумою.

Розроблений клапан різниці тиску може бути використаний в гіdraulічній системі технологічного комплексу малогабаритного обладнання з універсальним шланговим бетононасосом [20].

**Висновок.** Розроблено новий клапан різниці тиску, збудований за принципом вільних мембрани. Особливістю якого є те, що він дозволяє залежно від різниці тисків на вході та виході клапана, які сумуються на запірно-регулюючому елементі, утвореному рухомими дисками, розміщеними в камерах, управляти відкриттям/закриттям вхідних та вихідних каналів камер, забезпечуючи протікання рідини від входу клапана на його вихід та навпаки. Уперше розроблена методика вибору основних

конструктивних та робочих параметрів клапана. Розроблений клапан має просту конструкцію, велику швидкодію, чутливість до перепаду тиску та надійність. Доведено, що регулювання різниці тиску між входом та виходом розробленого клапана здійснюється добором площ мембрани, розміщених у його проточних камерах. Розроблений клапан дозволяє підтримувати задану різницю тиску незалежно від напрямку руху робочої рідини. Наведені математичні залежності, які дозволяють обґрунтовано вибирати його параметри.

#### Список літератури

1. Андренко П. Н., Лурье З. Я. Направление развития объемного гидропривода. *Промисловая гидравлика и пневматика*. Вінниця: ВНАУ. 2016. № 2 (52). С. 3–14.
2. Андренко П. Н., Лурье З. Я. Тенденции развития объемных гидроприводов. *Промисловая гидравлика и пневматика*. Вінниця: ВДАУ. 2013. № 3 (41). С. 3–12.
3. Финкельштейн З. Л., Палюх А. П. Малогабаритные высокомоментные планетарные гидромоторы с плавающими сателлитами. *Промисловая гидравлика и пневматика*. Вінниця: ВНАУ. 2013. № 1 (39). С. 16–20.
4. Ибрагимов А. И., Фарзане Н. Г., Ильясов Л. В. *Элементы и системы пневмоавтоматики*. Москва: Высш. шк., 1975. 360 с.
5. Шевченко В. П., Карнаух А. Ю. Влияние перегрузки на свободные колебания кольцевой мембранны, расположенной на свободной поверхности жидкости. *Вісник Донецького Нац. ун-ту. Сер. А: Природничі науки*. 2006. № 1, ч. 1. С. 162–165.
6. Кононов Ю. Н., Федорчук А. И. Влияние перегрузки на свободные колебания кольцевой мембранны, расположенной на свободной поверхности жидкости. *Вісник Донецького Нац. ун-ту. Сер. А: Природничі науки*. 2015. № 1–2. С. 109–115.
7. Кононов Ю. Н., Лимарь А. А. Колебание прямоугольной мембрани, разделяющей идеальные жидкости разной плотности в прямоугольном канале с жесткими основаниями. *Вісник Донецького Нац. ун-ту. Сер. А: Природничі науки*. 2015. № 1–2. С. 97–108.
8. Кононов Ю. Н., Татаренко Е. А. Свободные колебания упругих мембран и двухслойной жидкости в прямоугольном канале с упругим дном. *Прикладная гидромеханика*. 2008. № 1. С. 33–38.
9. Попов А. И., Касимов А. М. Пат. 2501985, Российская Федерация. *Струйное устройство для измерения отношения абсолютных давлений*. 2013.
10. Галухин Н. А. Энергосберегающий гидропривод с электронным регулированием скорости. *Промисловая гидравлика и пневматика*. Вінниця: ВНАУ. 2016. № 2 (52). С. 70–75.
11. Аврунин Г. А., Кириченко И. Г., Самородов В. Б. *Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин* / ред. Аврунина Г. А. Харків: ХНАДУ, 2012. 467 с.
12. Пудрик В. П., Брицький О. Л. Перспективні конструкції регуляторів витрат. *Промисловая гидравлика и пневматика*. Вінниця: ВДАУ. 2008. № 4 (22). С. 76–78.
13. Папе Примаз, Густинціс Мат'яз. Пат. 32670003, Российской Федерации. *Клапан разности давлений с промыванием*. 2018.
14. Hydraulic Motor/Pump Series F11/F12. Catalogue HY17-8249/US. Catalogue HY17-8249/US. URI: <http://www.parker.com> (дата звернення: 02.05.2019).
15. Моторимпекс. Каталог гидравлического оборудования. Ато. URI: <http://www.m-imprex.com.ua> (дата звернення: 30.04.2019).
16. Гидросила. Каталог. URI: <http://Hydrosil@kw.ukrel.net> (дата звернення: 02.05.2019).
17. Лебедев А. Ю., Андренко П. М., Кулініч К. О., Ендеко В. В. Пат. 116233, Україна. Клапан різниці тиску. 2017.
18. Свешников В. К. *Станочные гидроприводы: Справочник*. Санкт-Петербург: Политехника, 2015. 627 с.
19. Жеглова В. М. *Підвищення технічного рівня сучасних аксиально-поршневих гідромашин: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.02 «Машинознавство»*. Одеса, 2015. 21 с.
20. Ємельяніова І. А., Чайка Д. О. Гіdraulічне обладнання нового покоління для безопалубкового бетонування при виготовленні полегшених залізобетонних конструкцій криволінійної форми.

*Промислова гідравліка і пневматика*. Вінниця: ВНАУ. 2017. № 3 (57). С. 56–64.

#### References (transliterated)

- Andrenko P. N., Lur'e Z. Ya. Napravlenie razvitiya ob'eminogo gidroprivoda [The direction of development of the volumetric hydraulic drive]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsya, VNAU Publ., 2016, no. 2 (52), pp. 3–14.
- Andrenko P. N., Lur'e Z. Ya. Tendentsii razvitiya ob'eminikh gidroprivodov [Development trends of volumetric hydraulic drives] *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsya, VNAU Publ., 2013, no. 3 (41), pp. 3–12.
- Finkel'shteyn Z. L., Palyukh A. P. Malogabaritnye vysokomomentnye planetarnye gidromotory s plavayushchimi satellitami [Compact high-moment planetary hydromotors with floating satellites]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsya, VNAU Publ., 2013, no. 1 (39), pp. 16–20.
- Ibragimov A. I., Farzane N. G., Ilyasov L. V. *Elementy i sistemy pnevmoavtomatiki* [Elements and systems of pneumatic automatics]. Moscow, High school Publ., 1975. 360 p.
- Shevchenko V. P., Karnauch A. Yu. Vliyanie peregruzki na svobodnye kolebaniya kol'tsevoy membrany, raspolozhennoy na svobodnoy poverkhnosti zhidkosti [The effect of overload on the free oscillations of the annular membrane located on the free surface of the liquid]. *Visnyk Donets'koho Nats. un-tu. Seriya A: Pryrodnychi nauky* [Bulletin of Donetsk National University. Series A: Natural Sciences]. 2006, no. 1, part 1, pp. 162–165.
- Kononov Yu. N., Fedorchuk A. I. Vliyanie peregruzki na svobodnye kolebaniya kol'tsevoy membrany, raspolozhennoy na svobodnoy poverkhnosti zhidkosti [The effect of overload on the free oscillations of the annular membrane located on the free surface of the liquid]. *Visnyk Donets'koho Nats. un-tu. Seriya A: Pryrodnychi nauky* [Bulletin of Donetsk National University. Series A: Natural Sciences]. 2015, no. 1–2, pp. 109–115.
- Kononov Yu. N., Limar' A. A. Kolebanie pryamougol'noy membrany, razdelyayushchey ideal'nye zhidkosti raznoy plotnosti v pryamougol'nom kanale s zhestkimi osnovaniyami [Oscillation of a rectangular membrane separating ideal liquids of different densities in a rectangular channel with rigid bases]. *Visnyk Donets'koho Nats. un-tu. Seriya A: Pryrodnychi nauky* [Bulletin of Donetsk National University. Series A: Natural Sciences]. 2015, no. 1–2, pp. 97–108.
- Kononov Yu. N., Tatarenko E. A. Svobodnye kolebaniya uprugikh membran i dvukhsloynoy zhidkosti v pryamougol'nom kanale c uprugim dnom [Free vibrations of elastic membranes and two-layer fluid in a rectangular channel with an elastic bottom]. *Prykladna hidromekhanika*. 2008, no. 1, pp. 33–38.
- Popov A. I., Kasimov A. M. *Struynoe ustroystvo dlya izmereniya otnosheniya absolyutnykh davleniy* [Flow device for measuring ratios of absolute pressures]. Patent RF, no. 2501985, 2013.
- Galukhin N. A. *Energosberegayushchiy gidroprivod s elektronnym regulirovaniem skorosti* [Energy-saving hydraulic drive with electronic speed control]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsya, VNAU Publ., 2016, no. 2 (52), pp. 70–75.
- Avrunin G. A., Kirichenko I. G., Samorodov V. B. *Gidravlicheskoе oborudovanie stroitel'nykh i dorozhnykh mashin* [Hydraulic equipment of construction and road machines]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2012. 467 p.
- Pudryk V. P., Bryts'kyy O. L. *Perspektivnye konstruktsiyi rehulyatoriv vytrat* [Perspective constructions of regulators]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsya, VNAU Publ., 2008, no. 4 (22), pp. 76–78.
- Papez Primaz, Gustintsiz Mat'yaz *Klapan raznosti davleniy s promyvaniem* [Differential pressure control valve with flushing]. Patent RF, no. 32670003, 2018.
- Hydraulic Motor/Pump Series F11/F12. Catalogue HY17-8249/US. Catalogue HY17-8249/US*. Available at: <http://www.parker.com> (accessed 02.05.2019).
- Motorimpex. Katalog gidravlicheskogo oborudovaniya. Atos* [Motorimpex. Hydraulic Equipment Catalog. Atos] Available at: <http://www.m-impex.com.ua> (accessed 30.04.2018).
- Gidrosila. Katalog* [Hydropower Catalogue] Available at: <http://Hydrosil@kw.ukrel.net> (accessed 02.05.2019).
- Lebedev A. Yu., Andrenko P. M., Kulinich K. O., Endeko V. V. *Klapan riznytsi tysku* [Differential pressure control valve]. Patent Ukraine, no. 116233, 2017.
- Sveshnikov V. K. *Stanochnye gidroprivody: Spravochnik* [Machine hydraulic drives]. St. Petersburg, Politehnika Publ., 2015. 627 p.
- Zhehlova V. M. *Pidvyshchennya tekhnichnoho rivnya suchasnykh aksial'no-porshnevych hidromashyn: avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. texn. nauk: spets. 05.02.02 "Mashynoznavstvo"* [Improvement of the technical level of modern axial-piston hydraulic machines. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.02.02 "Machine Science"]. Odesa, 2015. 21 p.
- Yemel'yanova I. A., Chayka D. O. *Hidravlichne obladrannya novoho pokolinnya dlya bezopalubkovoho betonuvannya pry vyhotovlenni polehshenykh zalizobetonykh konstruktsiyi kryvoliniynoyi formy* [Hydraulic equipment of new generation for bezopalubkovy concreting in the manufacture of lightweight reinforced concrete structures curvilinear form]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsya, VNAU Publ., 2017, no. 3 (57), pp. 56–64.

Надійшла (received) 10.05.2019

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

**Андренко Павло Миколайович (Андренко Павел Николаевич, Andrenko Pavlo Mykolayovych)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Деталі машин та мехатронних систем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6377-6020>; e-mail: andrenko1947@gmail.com

**Дмитрієнко Ольга Вячеславівна (Дмитриенко Ольга Вячеславовна, Dmytriienko Olha Vyacheslavivna)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Прокури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3510-2176>; e-mail: olga\_dm@meta.ua

**Клітной Віктор Володимирович (Клитной Виктор Владимирович, Klitnoy Viktor Volodymyrovych)** – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Деталі машин та мехатронних систем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4669-7627>; e-mail: ntu\_khpi\_dmpn@ukr.net

**Миронов Вадим Костянтинович (Миронов Вадим Константинович, Myronov Vadym Kostyantynovych)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Технологія жирів і продуктів бродіння»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9353-1449>; e-mail: vadiki1200@gmail.com

ОГЛЯДИ

REVIEWS

**P. П. МИГУЩЕНКО, М. В. ЧЕРКАШЕНКО, О. В. ПОТЕТЕНКО, А. И. ГАСЮК, А. В. ДОРОШЕНКО,  
A. CHERKASHENKO**

## СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОТУРБИН

В статье приведен аналитический обзор и анализ существующих в мировой и отечественной практике систем управления гидротурбин. Рассмотрены конструктивные особенности построения схем с дискретным и дискретно-аналоговым способом управления. Приведены схемы управления частотой вращения гидротурбины ведущих фирм-производителей гидротурбинного оборудования: ALSTOM POWER HYDRO (Франция, Гренобль), Wood word (США), Va Tech (Австрия), Voith Siemens (Германия). Выполнен анализ работы схем и элементная база применяемой гидроаппаратуры с учетом специфики функционирования системы регулирования. Рассмотрено применение для построения систем управления двух способов синтеза управляющих устройств с применением дискретного и дискретно-аналогового способа для синтеза позиционного гидропневмопривода. Показано, что разработка методов проектирования с использованием обоих подходов, математических моделей и алгоритмов управления, направленных на повышение точности позиционирования и надежности систем с возможным упрощением схемных решений, является важнейшей задачей, направленной на получение огромного экономического эффекта при решении данной важнейшей проблемы. Полученные результаты доказывают, что применение позиционного гидропневмопривода для построения системы управления скоростью гидротурбины с дискретным и дискретно-аналоговым управлением, позволяет синтезировать гидропневмопривод с высокой точностью позиционирования, без применения дорогостоящих гидрораспределителей с пропорциональным управлением.

**Ключевые слова:** система управления, мехатронный гидропривод, рабочее колесо, поворотно-лопастная гидротурбина, позиционный гидропневмопривод, синтез.

**P. П. МИГУЩЕНКО, М. В. ЧЕРКАШЕНКО, О. В. ПОТЕТЕНКО, О. И. ГАСЮК, О. В. ДОРОШЕНКО,  
A. CHERKASHENKO**

## СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ГІДРОТУРБІН

У статті наведено аналітичний огляд і аналіз існуючих у світовій і вітчизняній практиці систем управління гідротурбін. Розглянуто конструктивні особливості побудови схем з дискретним і дискретно-аналоговим способом управління. Наведено схеми управління частотою обертання гідротурбін провідних фірм-виробників гідротурбінного обладнання: ALSTOM POWER HYDRO (Франція, Гренобль), Wood word (США), Va Tech (Австрія), Voith Siemens (Німеччина). Виконано аналіз роботи схем і елементна база застосуваної гідроаппаратури з урахуванням специфіки функціонування системи регулювання. Розглянуто застосування для побудови систем управління двох способів синтезу керуючих пристрій із застосуванням дискретного і дискретно-аналогового способу для синтезу позиційного гідропневмоприводів. Показано, що розробка методів проєктування з використанням обох підходів, математичних моделей і алгоритмів управління, спрямованих на підвищення точності позиціювання і надійності систем з можливим спрощенням схемних рішень, є найважливішим завданням, спрямованим на отримання величезного економічного ефекту при вирішенні цієї найважливішої проблеми. Отримані результати доводять, що застосування позиційного гідропневмоприводу для побудови системи управління швидкістю гідротурбін з дискретним і дискретно-аналоговим управлінням, дозволяє синтезувати гідропневмоприводи з високою точністю позиціонування, без застосування дорогих гідророзподільників з пропорційним управлінням.

**Ключові слова:** система управління, мехатронний гідропривод, робоче колесо, поворотно-лопастна гідротурбіна, позиційний гідропневмопривод, синтез.

**R. MYGUSHCHENKO, M. CHERKASHENKO, O. POTETENKO, O. GASIK, O. DOROSHENKO,  
A. CHERKASHENKO**

## HYDRAULIC TURBIN CONTROL SYSTEMS

There are an analytical review and analysis of existing hydraulic turbines control systems of the world and native practice in the paper. Constructive features of the construction of schemes with a discrete and discrete-analogue control method are considered. The control schemes of the hydraulic turbine rotational frequency of leading manufacturers of hydraulic turbine equipment (ALSTOM POWER HYDRO (France, Grenoble), Wood word (USA), Va Tech (Austria), Voith Siemens (Germany) are given. The analysis of the operation of the schemes and the element base of the used hydraulic equipment, taking into account the specifics of the functioning of the control system, was made. Application for the construction of control systems of two methods of synthesis control devices using a discrete and discrete-analog method for the synthesis of a positional hydropneumatic drive was considered. It is shown that the development of design methods using both approaches, mathematical models and control algorithms aimed at improving the positioning accuracy and reliability of systems with possible simplification of schemes solutions is the most important task aimed at obtaining a huge economic effect in solving this major problem. The obtained results prove that the use of a positional hydropneumatic drive for building a hydraulic turbine speed control system with discrete and discrete-analog control, which allows to synthesize a hydropneumatic drive with high positioning accuracy, without the use of expensive directional valves with proportional control.

**Keywords:** control system, mechatronic hydraulic drive, runner, Kaplan turbine, positional hydropneumatic drive, synthesis.

**Введение.** Система управления частотой вращения ротора гидротурбины (СУЧВР) включает позиционирование лопаток направляющего аппарата и позиционирование лопастей рабочего колеса в зависимости от позиционирования лопаток направляющего аппарата. Предназначена для выполнения следующих основных функций: пуск гидроагрегата (гидротурбины и электрогенератора),

при котором механизмы приходят в действие в нужной последовательности (разворот рабочего колеса), агрегат разворачивается, синхронизируется и подключается к сети; работа на энергосистему большой мощности; работа на изолированную (выделенную) нагрузку; устойчивая работа на холостом ходу; работа при сбросах нагрузки с отключением генератора от энергосистемы и др.

Значимое место в СУЧВР занимает гидравлические приводы, представляющие собою совокупность гидравлических устройств, обеспечивающих согласованное выполнение функций по регулированию направляющего аппарата и рабочего колеса в поворотно-лопастной турбине.

**Аналитический обзор и анализ существующих конструкций.** До 1961 г. ПО ЛМЗ выпускал только гидромеханические регуляторы двух типов: для радиально-осевых гидротурбин – РМ 100 (150) 2 и для поворотно-лопастных гидротурбин – РКМ 100 (150). В гидромеханических СУЧВР [1–3] (рис. 1) гидроприводы направляющего аппарата и рабочего колеса включают целый ряд объемных гидравлических устройств, охваченных механическими и гидравлическими обратными связями, которые в совокупности преобразовывают входной управляющий сигнал в соответствующее положение лопатки направляющего аппарата и лопасти рабочего колеса. В гидроприводе направляющего аппарата золотник  $\Pi_3$  через рычажные передачи связан со штоком вспомогательного сервомотора  $BC_1$ . Плунжер  $\Pi_3$  и  $BC_1$  образуют внутренний контур гидропривода направляющего аппарата, в котором ход поршня  $BC_1$  пропорционален величине отклонения частоты вращения ротора от заданной. Поршень  $BC_1$  выполнен дифференциальным, и в его верхнюю полость подводится рабочая жидкость РЖ под постоянным давлением, а нижняя полость управляемася  $\Pi_3$  ( $\Pi_3$

связан с маятником основной системы). Коэффициент передачи от маятника к  $BC_1$  может регулироваться за счет изменения  $OC_1$  (жесткая обратная отрицательная связь за счет изменения плеч рычага, т. е. механическая). Шток  $BC_1$  управляет второй внутренней подсистемой, состоящей из главного золотника  $\Gamma Z_1$ , выполненного за одно целое с главным сервомотором  $\Gamma C_1$ , рычага и золотника  $\Pi_2$ . Диаметр верхнего пояска (тарелки)  $\Gamma Z_1$  больше, чем нижнего. В полость между этими поясками подается РЖ под давлением из маслонапорной установки МНУ, а верхняя полость управляемася  $\Pi_2$ . Величина смещения золотника  $\Gamma Z_1$  пропорциональна ходу поршня  $BC_1$ .  $\Gamma Z_1$  управляет  $\Gamma C_1$  направляющего аппарата, от которого через тросовую передачу осуществляется обратная связь  $OC_2$  к валу выключателя. Угол поворота выключателя в пропорционален ходу поршня  $\Gamma C_1$  и НА. Для обеспечения устойчивости системы регулирования и требуемого качества переходных процессов установлено изодромное устройство  $IG_1$ , осуществляющее гибкую обратную связь по положению штока сервомотора  $\Gamma C_1$ . Изодромное устройство выполнено в виде гидравлического катаракта, который конструктивно совмещен с маятником. Поршень катаракта через рычажные передачи жестко связан с валом выключателя. Максимальная величина смещения поршня катаракта, определяющая коэффициент усиления катаракта (изодромной обратной связи), может регулироваться за счет изменения плеч рычага.

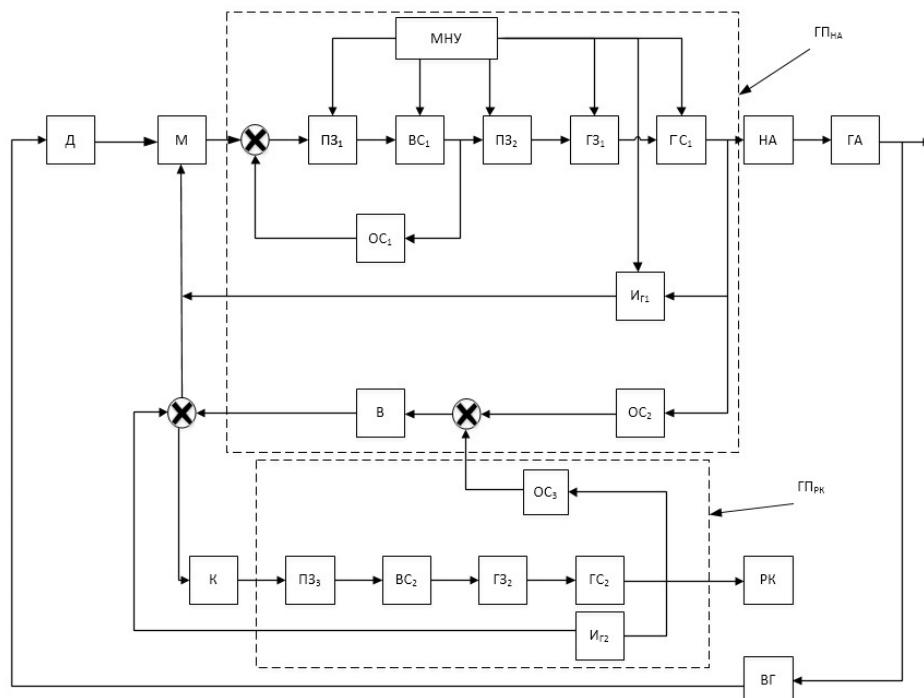


Рис. 1. Функциональная схема гидромеханической СУЧВР поворотно-лопастной гидротурбины:  
 МНУ – маслонапорная установка;  $\Pi_1$ ,  $\Pi_2$ ,  $\Pi_3$  – побудительные золотники;  $BC_1$ ,  $BC_2$  – вспомогательные сервомоторы;  
 $\Gamma Z_1$ ,  $\Gamma Z_2$  – главные золотники;  $\Gamma C_1$ ,  $\Gamma C_2$  – главные сервомоторы;  $IG_1$ ,  $IG_2$  – изодромные гидравлические устройства;  
 $OC_1$ ,  $OC_2$  – жесткие обратные связи;  $K$  – комбинаторное устройство;  $M$  – центробежный маятник;  $D$  – электродвигатель;  
 $B$  – выключатель;  $VG$  – вспомогательный генератор, находящийся на валу гидроагрегата ( $GA$ );  $NA$  – направляющий аппарат;  
 $RK$  – рабочее колесо;  $\Gamma P_{RK}$  – гидропривод поворота лопастей рабочего колеса;  $\Gamma P_{NA}$  – гидропривод поворота лопаток  
 направляющего аппарата

Измерителем скорости служит ленточный ромбический маятник, (конструктивно совмещенный с ПЗ<sub>1</sub> и ИГ<sub>1</sub>), приводимый в движение электрическим двигателем. Частота вращения двигателя пропорциональна частоте вращения вспомогательного электромотора, связанного с ротором агрегата. Для создания жестких обратных связей, определяющих постоянную неравномерность, или статизм, предусмотрена рычажная передача, которая осуществляет механическую связь между углом поворота вала выключателя и смещением иглы маятника.

Рассмотрим гидропривод рабочего колеса РК, управляющий лопастями РК. Связь между углом разворота лопастей и открытием направляющего аппарата осуществляется с помощью кулачка комбинатора К, который посредством зубчатой передачи и тяги связан с валом В. Кулачок через рычажные передачи управляет побудительным ПЗ<sub>3</sub> вспомогательным ВС<sub>2</sub> и главным ГЗ<sub>2</sub> золотниками, а следовательно, главным сервомотором ГС<sub>2</sub> рабочего колеса. Обратная связь с ГС<sub>2</sub> осуществляется посредством троса. Кулачок выполнен пространственным. Его профиль соответствует так называемой комбинаторной зависимости, определяющей оптимальный, с точки зрения КПД, угол разворота лопастей рабочего колеса в зависимости от величин открытия направляющего аппарата и напора рабочей жидкости.

Для изменения скорости и осуществления синхронизации генератора с энергосистемой служит механизм изменения скорости (МИС). При опускании ГЗ<sub>1</sub> поршень ГС<sub>1</sub> перемещается на закрытие и прикрывает направляющий аппарат, уменьшая мощность турбины. Движение поршня ГС<sub>1</sub> будет продолжаться до тех пор, пока ГЗ<sub>1</sub> не займет свое исходное среднее положение. При снижении скорости процесс происходит в обратном порядке.

В электрогидравлическом регуляторе скорости [1, 3],

который начал выпускаться ЛМЗ с 1970 года, целый ряд функций гидропривода электрифицирован. От специального тахогенератора (ТГ) (рис. 2), находящегося на валу гидроагрегата, переменный ток частотой 50 Гц поступает на электрический измерительный элемент (ИЭ). Последний формирует электрический сигнал, пропорциональный отклонению частоты тока электрогенератора от 50 Гц с соответствующим знаком, который суммируется с сигналом механизма изменения частоты (МИЧ). Суммарный сигнал через фазочувствительный выпрямитель (ФЧВ) поступает на вход электрического усилителя (У). Сюда же подается сигнал от электрического изодрома Из.

Электрический сигнал постоянного тока с выхода У поступает на вход электрогидравлического усилителя типа сопло-заслонка. Любое перемещение поршня ЭГУ через рычажную систему передается на побудительный золотник ПЗ<sub>1</sub>, который управляет вспомогательным сервомотором ВС. Шток ВС через рычаги вращает сельсины, которые вырабатывают сигналы – один для создания изодромной и жесткой обратных связей, а другой для создания жесткой обратной связи системы группового регулирования. Промежуточный вал через рычажные передачи связан с побудительным золотником ПЗ<sub>2</sub>, который управляет ГЗ сервомотора СМ направляющего аппарата. Перемещение штока СМ с помощью тросовой обратной связи и рычагов возвращает плунжер ПЗ<sub>2</sub> в исходное положение. Таким образом, ПЗ<sub>2</sub> и ГЗ вместе с СМ НА образуют замкнутую подсистему, и ее положение в точности соответствует положению поршня ВС.

Функциональная схема гидропривода рабочего колеса (на рис. 2 не показана) такая же, как и на рис. 1. Отличие состоит в том, что в данном случае управление кулачком комбинатора К осуществляется от поршня ВС. Такое решение обеспечивает более высокую чувствительность регулятора.

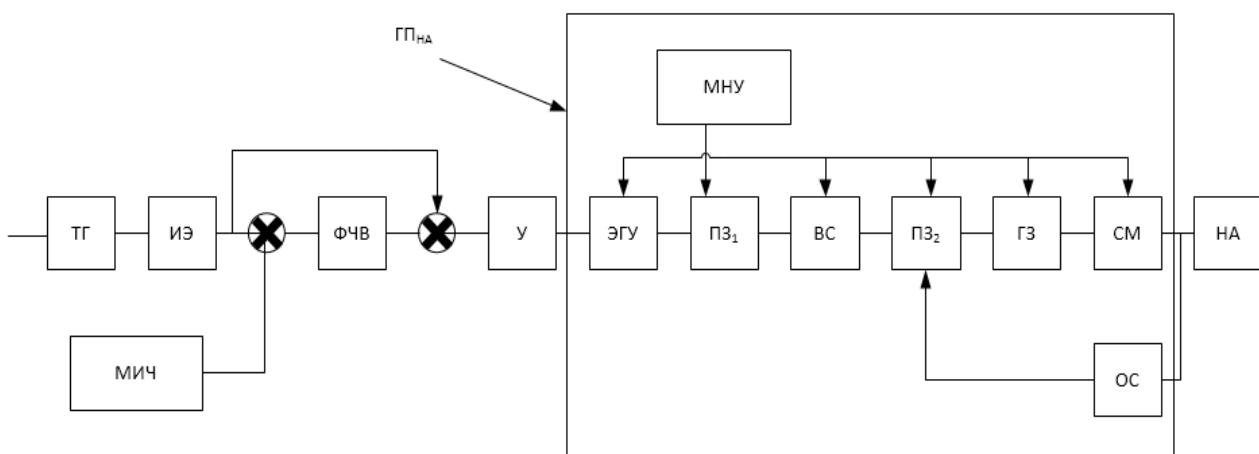


Рис. 2. Функциональная схема электрогидравлической СУЧВР поворотно-лопастной гидротурбины:  
МНУ – маслонапорная установка; ТГ – тахометр; ИЭ – измерительный элемент; ФЧВ – фазочувствительный выпрямитель; У – усилитель; Из – электрический изодром; ЭГУ – электрогидравлический усилитель; ВС – вспомогательный сервомотор; ПЗ<sub>1</sub>, ПЗ<sub>2</sub> – побудительные золотники; ГЗ – главные золотник; СМ – сервомотор; МИЧ – механизм изменения частоты; ОС – обратная связь; НА – направляющий аппарат; ГП<sub>на</sub> – гидропривод поворота лопаток направляющего аппарата

Следует отметить, что в электрогидравлическом регуляторе, в отличие от гидромеханических с центробежным маятником, все функции, связанные с изменением частоты вращения вала гидропривода поворота лопастей РК, с созданием изодромной обратной связи, с воздействием механизма изменения частоты и суммированием сигналов регулирования, выполняются электрическими устройствами. Суммарный электрический сигнал воздействует на входной каскад гидропривода, а именно на ЭГУ. Здесь он вначале преобразуется в пропорциональное механическое перемещение его плунжера, а затем с помощью нескольких ступеней гидравлического усиления (золотник-сервомотор) усиливается до величины, необходимой для управления РК.

Модификация электрогидравлической СУЧВР ПО «ЛМЗ» типа ЭГР-2И1 отличается от предыдущих более широким использованием средств, устройств и аппаратуры, выпускаемой электротехнической, электронной и приборостроительной промышленностью. На рис. 3 изображена функциональная схема системы и устройств формирования управляющего сигнала этой модификации.

На вход подается заданное значение регулируемой частоты, с помощью которого осуществляются необходимые изменения частоты вращения вала турбины, работающего на холостом

ходу или на изолированную нагрузку. Этот входной сигнал сравнивается с фактической частотой на выходной цепи электрогенератора  $f_\phi$  (для этого используются измерительные трансформаторы напряжения и тока). Сигнал рассогласования поступает на усилитель  $Y_1$ , интегратор  $I_g$ , которые охвачены обратной связью сигналом от электрического изодрома Из. На выходе  $I_g$  формируется сигнал задания на изменение положения лопаток направляющего аппарата. На сумматоре С этот сигнал задания сравнивается с сигналом фактического положения штока СМ направляющего аппарата.

Сигнал рассогласования поступает на ЭГП, что вызывает перемещение золотника ГЗ, следовательно, и СМ до тех пор, пока не будет отработано появившееся отклонение частоты. Функциональная схема гидропривода рабочего колеса (на рис. 3 не показана) такая же, как и на рис. 1.

Сравнивая рис. 3 с рис. 1 и рис. 2, видно, что особенностями модификации являются: другой способ измерения фактической частоты вращения, другие устройства преобразования управляющего сигнала на гидропривод и уменьшение числа элементов, входящих в его состав. К недостаткам приведенных схем следует отнести громоздкость конструкции, невозможность автоматизации процессов системы управления.

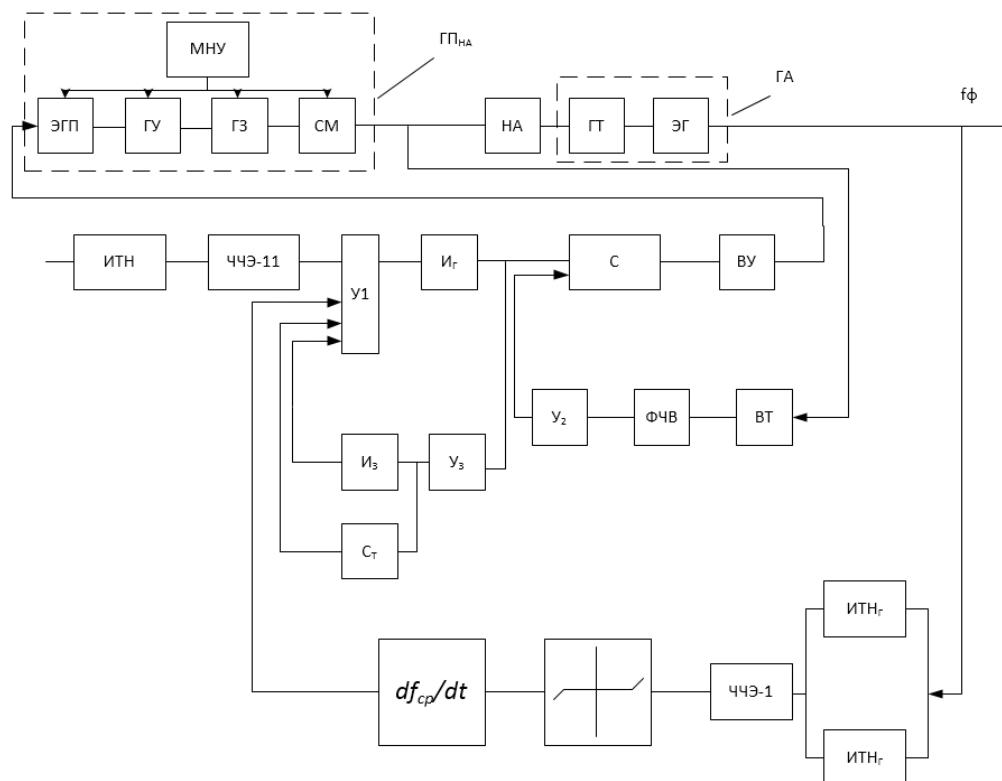


Рис. 3. Функциональная схема электрогидравлической СУЧВР новой модификации:

МНУ – маслонапорная установка; Иг – главный интегратор; ИТН<sub>r</sub>, ИТН<sub>f</sub> – измерительные трансформаторы тока и напряжения; ЧЧЭ-1, ЧЧЭ-2 – частотно-чувствительные элементы; У1, У2, У3 – усилители; ВУ – выходной усилитель; ЭГП – электрогидравлический преобразователь; Из – изодром; Ст – устройство изменения статизма; ЭГ – электрогенератор; ВТ – вращающийся трансформатор; ГТ – гидротурбина; С – сумматор; НА – направляющий аппарат; ГП<sub>РК</sub> – гидропривод поворота лопастей рабочего колеса; ГП<sub>НА</sub> – гидропривод поворота лопаток направляющего аппарата; ГА – гидроагрегат

**Современное состояние развития системы управления частотой вращения турбины.** Дальнейшее развитие вычислительной техники, средств автоматики, элементной базы гидрооборудования и теории автоматического управления позволило перейти к разработке и созданию более совершенных систем регулирования гидротурбинами и ее составляющих гидропривода поворота лопастей рабочего колеса и гидропривода поворота лопаток направляющего аппарата.

Теоретические основы расчетов, которые используются в алгоритмах для регулирования гидротурбин приведены в [1, 2, 4, 5–13].

На рис. 4 изображена функциональная система компьютерной СУЧВР гидротурбины, разработанная консорциумом «Регулятор» (Украина, Харьков) совместно с фирмой ALSTOM POWER HYDRO (Франция, Гренобль) [8]. Подробные системы разработаны фирмами Wood word (США), Va Tech (Австрия), Voith Siemens (Германия).

Как отмечалось ранее, современная тенденция развития систем управления гидротурбинами СУЧВР связана с вводом в их состав компьютеров. Это позволяет существенно сократить количество гидроаппаратов, механических элементов (тросов, рычагов, кулачков и др.) и передать их функции электротехнике, управляющей электронике, программному математическому обеспечению ЭВМ. Хотя настоящая статья посвящена анализу гидропривода поворота лопастей рабочего колеса

(одной из двух главных составляющих СУЧВР), она не может быть решена без четкого представления функционирования системы в целом. Поэтому принципиальная гидросхема будет рассматриваться в целом.

Если на рис. 4 дросселирующие распределители, входящие в состав гидроприводов СУЧВР ( $\Gamma\Gamma_{HA}$  и  $\Gamma\Gamma_{PK}$ ), обозначены через  $\Gamma\Gamma_1$  и  $\Gamma\Gamma_2$ , как на предшествующих функциональных схемах, то на принципиальной схеме компьютерной системы они обозначаются через  $P_3$  и  $P_2$ . Исключением в принципиальной схеме СУЧВР (рис. 5) является термин сервомотор – это гидроцилиндр с буквенным обозначением Ц.

**Устройство и принцип работы СУЧВР, ее общая характеристика.** Гидравлическая схема СУЧВР включает два дросселирующих гидрораспределителя  $P_3$  и  $P_2$ , служащих для привода сервомоторов  $CM_1$  направляющего аппарата и  $CM_2$  разворота лопастей рабочего колеса гидротурбины соответственно.

Электрогидропреобразователи  $\mathcal{E}\mathcal{G}\mathcal{P}_1$  и  $\mathcal{E}\mathcal{G}\mathcal{P}_2$  (с пропорциональным управлением) служат для управления гидрораспределителями  $P_3$  и  $P_2$  соответственно.

Указанные выше гидроаппараты в комплексе с гидрораспределителями с электроуправлением  $P_3$  и  $P_4$ , сдвоенным фильтром  $\Phi_1$ , реле давления  $R\mathcal{D}_1$ , манометром  $MH_1$ , воздушным фильтром  $\Phi_2$  и трубопроводами высокого давления, слива и дренажа

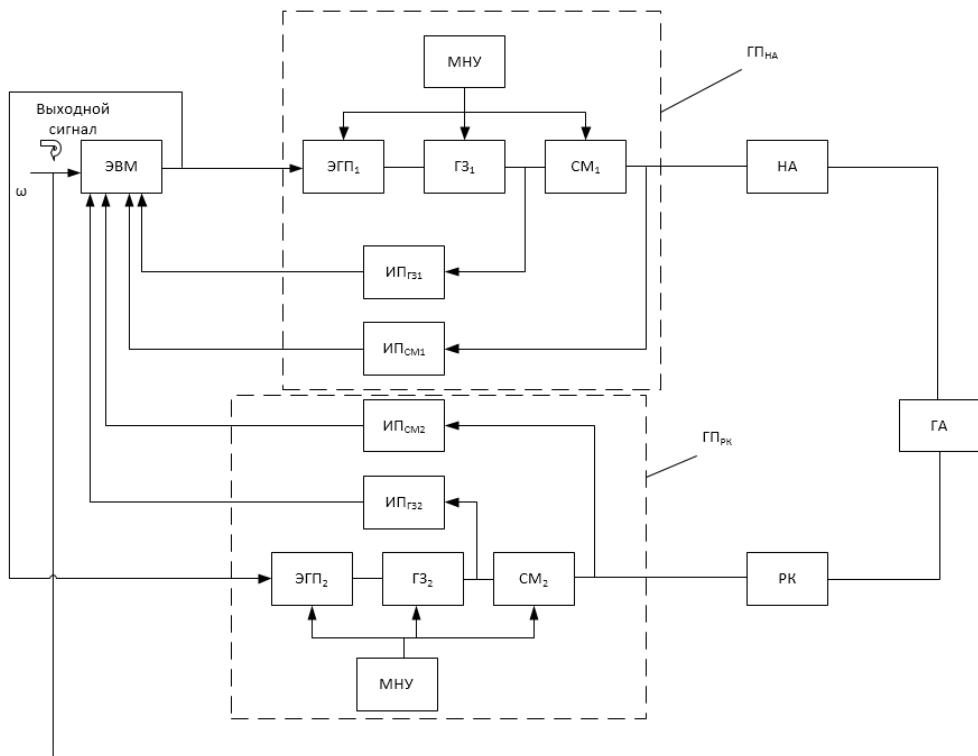


Рис. 4. Функциональная схема компьютерной СУЧВР:

$I\mathcal{P}_{G31}$ ,  $I\mathcal{P}_{G32}$ ,  $I\mathcal{P}_{CM1}$ ,  $I\mathcal{P}_{CM2}$  – измерительные преобразователи положения соответственно главного золотника и сервомотора; МНУ – маслонапорная установка; ЭВМ – электронная вычислительная машина;  $CM_1$ ,  $CM_2$  – сервомоторы;

$\mathcal{E}\mathcal{G}\mathcal{P}_1$ ,  $\mathcal{E}\mathcal{G}\mathcal{P}_2$  – электрогидравлические преобразователи;  $G3_1$ ,  $G3_2$  – главные золотники; НА – направляющий аппарат; РК – рабочее колесо; ГА – гидроагрегат;  $\Gamma\Gamma_{PK}$  – гидропривод поворота лопастей рабочего колеса;  $\Gamma\Gamma_{HA}$  – гидропривод поворота лопаток направляющего аппарата

размещены в гидравлическом шкафу и обеспечивают совместно с гидромеханическим устройством аварийной защиты и комплектом измерительных преобразователей (датчиков) частоты вращения вала турбины, положения поршня сервомотора СМ<sub>1</sub> направляющего аппарата ИП<sub>1</sub> и ИП<sub>2</sub>, сервомотора СМ<sub>2</sub> рабочего колеса ИП<sub>3</sub> и ИП<sub>4</sub> функционирование гидротурбины.

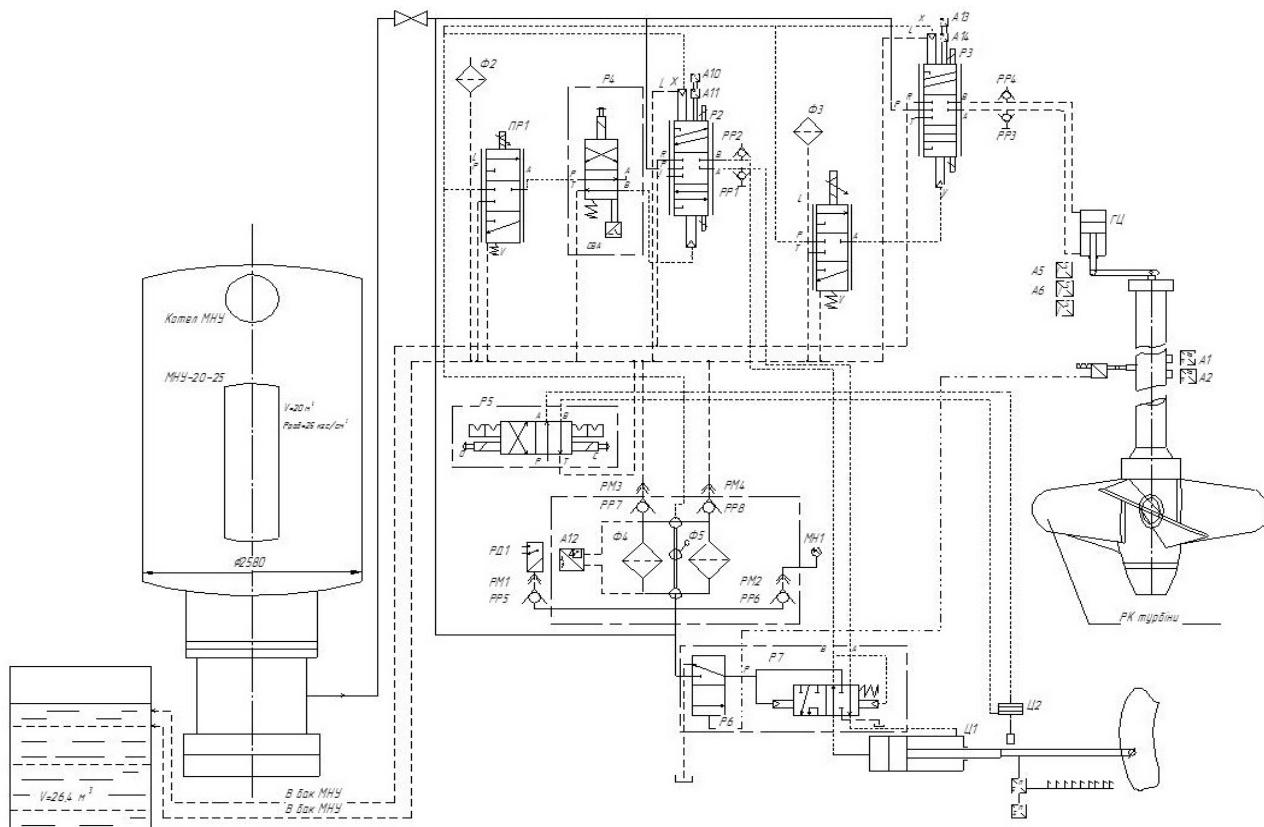
Масло от напорной установки МНУ подается через фильтр Ф<sub>1</sub> постоянно к верхним управляющим камерам (x) гидрораспределителей РЗ<sub>1</sub> и РЗ<sub>2</sub>. Выходной канал (A) ЭГП<sub>1</sub> может сообщаться с нижней управляющей камерой (y) гидрораспределителя РЗ<sub>1</sub> через гидрораспределитель Р<sub>3</sub>. Выходной канал (A) ЭГП<sub>2</sub> постоянно сообщен с нижней камерой (y) гидрораспределителя РЗ<sub>2</sub>. Все дренажные линии (L), утечек (R) и слива (T) из гидроаппаратов сведены с помощью трубопроводов в единую дренажную магистраль, сообщенную с атмосферой с помощью воздушного фильтра Ф<sub>2</sub>. Основной поток рабочей жидкости подается гидрораспределителям РЗ<sub>1</sub> и РЗ<sub>2</sub> непосредственно из МНУ (каналы p). Трубопроводы (a) и (b) от РЗ<sub>1</sub> подсоединенны к сервомотору СМ<sub>1</sub> направляющего аппарата через золотник аварийного закрытия, трубопроводы (a) и (b) от главного гидрораспределителя РЗ<sub>2</sub> подсоединенны к сервомотору СМ<sub>2</sub> гидропривода разворота лопастей рабочего колеса. Сливные каналы (L) и (T) обоих гидрораспределителей сообщены трубопроводом с

баком МНУ. Для измерения давления в напорных трубопроводах (a) и (b) установлены контрольные точки давления РР<sub>1</sub> и РР<sub>2</sub>, РР<sub>3</sub> и РР<sub>4</sub>.

Для обеспечения непрерывного поступления к ЭГП<sub>1</sub> и ЭГП<sub>2</sub> очищенной от загрязнения рабочей жидкости служит сдвоенный фильтр Ф<sub>1</sub>. Фильтроэлементы сдвоенного Ф<sub>1</sub> могут поочередно заменяться при поступлении сигнала о загрязненности, вызываемого ростом перепада давлений между входом и выходом фильтра. Электросигнализатор РС срабатывает при достижении перепада давлений порядка 0,16 МПа. На корпусе фильтра может устанавливаться также визуальный индикатор загрязненности. Для смены одного из фильтроэлементов служит золотник с поворотной рукояткой, расположенный в корпусе фильтра. С целью выпуска воздуха из полости заменяемого фильтроэлемента служат контрольные точки давления, которые с помощью переходных муфт, обеспечивают сообщение полости фильтра с дренажной магистралью.

**Дискретно-аналоговые системы управления.**  
**Гидропривод направляющего аппарата.** Для обеспечения управления гидрораспределителем РЗ<sub>1</sub> подается постоянно электропитание:

- на магнит «0» гидрораспределителя Р<sub>4</sub>. При этом золотник последнего смещается вправо и РЖ от канала (p) подается через канал (b) к гидроцилинду Ц стопора С<sub>2</sub>, обеспечивая расфиксацию сервомотора СМ<sub>1</sub> направляющего аппарата;



- на магнит гидрораспределителя  $P_3$ , вследствие чего его золотник перемещается вправо. При этом канал (a) ЭГП<sub>1</sub> сообщается с управляющим каналом (у) гидрораспределителя  $P_{31}$ . С помощью ЭГП<sub>1</sub> обеспечивается подача управления в канал (у) или его сообщение с дренажом ( $T$ ).

При смещении золотника электрогидропреобразователя ЭГП<sub>1</sub> вниз происходит сообщение каналов (p), (a) и (у), благодаря чему золотник  $P_{31}$  поднимается вверх, и РЖ по трубопроводу (a) поступает через золотник аварийного закрытия (ЗАЗ, на схеме не показан) к сервомотору СМ<sub>1</sub> на открытие направляющего аппарата. Смещение золотника ЭГП<sub>1</sub> вверх приводит к сообщению его канала (a) и, соответственно, канала (у) с дренажом ( $T$ ). При этом золотник  $P_{31}$  опускается вниз, и РЖ по трубопроводу (b) поступает через ЗАЗ к сервомотору СМ<sub>1</sub> направляющего аппарата, обеспечивая его закрытие. Слив РЖ из СМ<sub>1</sub> осуществляется по трубопроводам (R) и (T) в бак МНУ.

Экстренное и аварийное закрытие направляющего аппарата обеспечивается при достижении максимальной частоты вращения вала гидротурбины.

При этом происходит смещение ролика и соответственно ЗАЗ в левое положение, его канал (a) и канал (у) гидрораспределителя  $P_{31}$  сообщаются с дренажом и золотник  $P_{31}$  смещается вниз и происходит закрытие направляющего аппарата. Смещение ЗАЗ дублируется замыканием и фиксацией соответствующего электроконтакта, сигнал которого может быть использован для выключения ЗАЗ.

**Гидропривод поворота лопастей рабочего колеса.** МНУ как источник гидравлической энергии и фильтр  $\Phi_1$  являются общими для обоих гидроприводов. Управление разворотом лопастей

рабочего колеса обеспечивается путём подачи управляющего воздействия на ЭГП<sub>2</sub>. Смещение золотника последнего вниз приведёт к подаче давления к камере (у)  $P_{32}$ , смещению его золотника вверх и, благодаря этому, поступлению рабочей жидкости к полости (A) сервомотора СМ<sub>2</sub> на разворот лопастей рабочего колеса. При смещении вверх золотника ЭГП<sub>2</sub> нижняя камера (у)  $P_{32}$  будет сообщена с дренажом и золотник опустится вниз, что обеспечит поступление РЖ к полости (B) СМ<sub>2</sub> на закрытие лопастей рабочего колеса. В табл. 1 показаны состояния ЭГП<sub>1</sub> и ЭГП<sub>2</sub>, РЗ<sub>1</sub> и РЗ<sub>2</sub>, СМ<sub>1</sub> и СМ<sub>2</sub> при открытии и закрытии лопаток направляющего аппарата и поворота лопастей рабочего колеса при включении электромагнитов  $P_3$ ,  $P_4$  гидрораспределителей РП<sub>3</sub> и РП<sub>4</sub>.

В компьютерной СУЧВР, по сравнению с предшествующими ей системами, существенно уменьшено число гидроустройств, почти исключены рычаги и тросы для формирования местных и главных обратных связей, в том числе и изодромной.

Золотниковые распределители и сервомоторы представляют собою отдельные гидравлические устройства, а не совмещенные конструкции как в гидромеханических и электрогидравлических регуляторах. Обратные связи выполнены с помощью электрических измерительных преобразователей (датчиков).

Управляющее воздействие на вход системы, прием и преобразование сигналов с датчиков ИП<sub>Г3</sub> и ИП<sub>СМ</sub>, суммирование, соответствующее преобразование и формирование внешних и внутренних жестких и гибких обратных связей, формирование и расчет оптимальной комбинаторной зависимости, подача сигналов управления на входы ЭГП, выполняются соответствующим программным обеспечением ЭВМ.

Таблица 1 – Включение электромагнитов гидрораспределителей РП<sub>3</sub> и РП<sub>4</sub>, положений золотников электрогидравлических преобразователей ЭГП<sub>1</sub> и ЭГП<sub>2</sub>, положений золотников распределителей РЗ<sub>1</sub> и РЗ<sub>2</sub> при открытии и закрытии направляющего аппарата и поворота лопастей рабочего колеса

Включение	Действие от включения электромагнита «0» Р <sub>4</sub>			Включение	Действие от включения электромагнита Р <sub>3</sub>		Перемещение золотников ЭГП <sub>1</sub> , ЭГП <sub>2</sub>	Перемещение золотников РЗ <sub>1</sub> , РЗ <sub>2</sub>	Работа сервомоторов СМ <sub>1</sub> , СМ <sub>2</sub>
	1	2	3		1	2			
Электромагнита «0» Р <sub>4</sub>	Смещение золотника Р <sub>4</sub> вправо	Подача РЖ на Ц стопора С <sub>2</sub>	Расфиксация СМ <sub>1</sub> НА	Электромагнита Р <sub>3</sub>	Смещение золотника Р <sub>3</sub> вниз	Сообщение канала A с управляющей камерой у РЗ <sub>1</sub>	Вниз ЭГП <sub>1</sub>	Вверх РП <sub>1</sub>	СМ <sub>1</sub> на открытие НА
					Смещение золотника Р <sub>3</sub> вверх		Вверх ЭГП <sub>1</sub>	Вниз РП <sub>1</sub>	СМ <sub>1</sub> на закрытие НА
-//-	-//-	-//-	-//-	-//-	-//-	-//-	Вниз ЭГП <sub>2</sub>	Вверх РЗ <sub>2</sub>	СМ <sub>2</sub> разворачивание лопастей РК
							Вверх ЭГП <sub>2</sub>	Вниз РЗ <sub>2</sub>	СМ <sub>2</sub> сворачивание лопастей РК

На рис. 6 показана структура программного обеспечения СУЧВР, установленной на поворотно-лопастной гидротурбине Кременчугской ГЭС.

В программном обеспечении СУЧВР (рис. 6) предусмотрено:

- расчет оптимальной комбинаторной зависимости на основе значений мощности электрогенератора и напора. При этом формируются сигналы рассогласования  $\Delta y_{PK}$  и  $\Delta y_{HA}$  положения штоков СМ<sub>1</sub> и СМ<sub>2</sub>;

- управление уровнем с подключением ПИ – регулятора, на выходе которого формируется задание расхода;

- управление расхода рабочей жидкости, при котором производится расчет расхода на основе положений штоков СМ<sub>1</sub> и СМ<sub>2</sub>, напора Н, частоты вращения ротора турбины. Разность задания расхода поступает на ПИ – регулятор, выходной сигнал которого влияет на выбор режима работы турбины;

- управление открытием направляющим аппаратом и рабочим колесом, и скоростью их

движением основаны на задании, выбора режима управления с учетом зоны нечувствительности, постоянного статизма. Выбор режима управления завершается с преобразованием совокупности всей информации с помощью ПИД – регулятора;

- определение ограничения на открытие направляющего аппарата и рабочего колеса, закрытие направляющего аппарата, ввод комбинаторной зависимости и разобщение ее;

- в завершении выполнение отработки сигналов рассогласований  $\Delta y_{HA}$  и  $\Delta y_{PK}$ , т. е. завершить процесс позиционирования штоков СМ<sub>1</sub> и СМ<sub>2</sub>, а следовательно, заданного открытия направляющего аппарата и рабочего колеса.

Здесь для улучшения динамики предусмотрены НД – регуляторы и ГОС, коэффициенты каналов постройки ПД – регулятора, ГОС и ЖОС следует определять либо экспериментально (весьма трудно), либо математическим моделированием на ЭВМ с помощью современных пакетов VisSim, Simulink, SiAM.

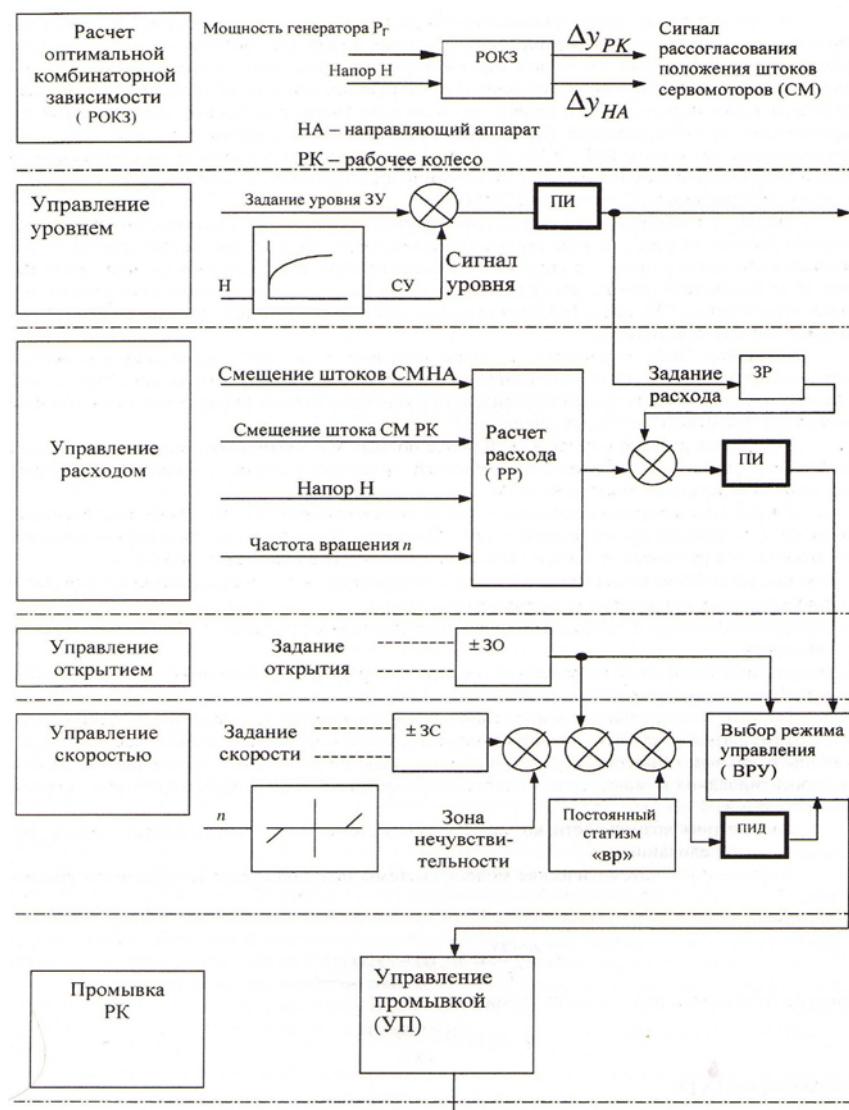


Рис. 6. Структура программного обеспечения СУЧВР

Таким образом, из рис. 7 видно, что программное обеспечение взяло на себя практически большинство функций, которые на предшествующих системах выполнялись механическими и гидравлическими устройствами, т. е. аппаратно. Необходимо учитывать, что разработке программного обеспечения

предшествует широкий комплекс исследований динамических характеристик гидроприводов системы и анализ накопленных результатов исследований динамических характеристик гидротурбины с гидромеханическими и электромеханическими системами.

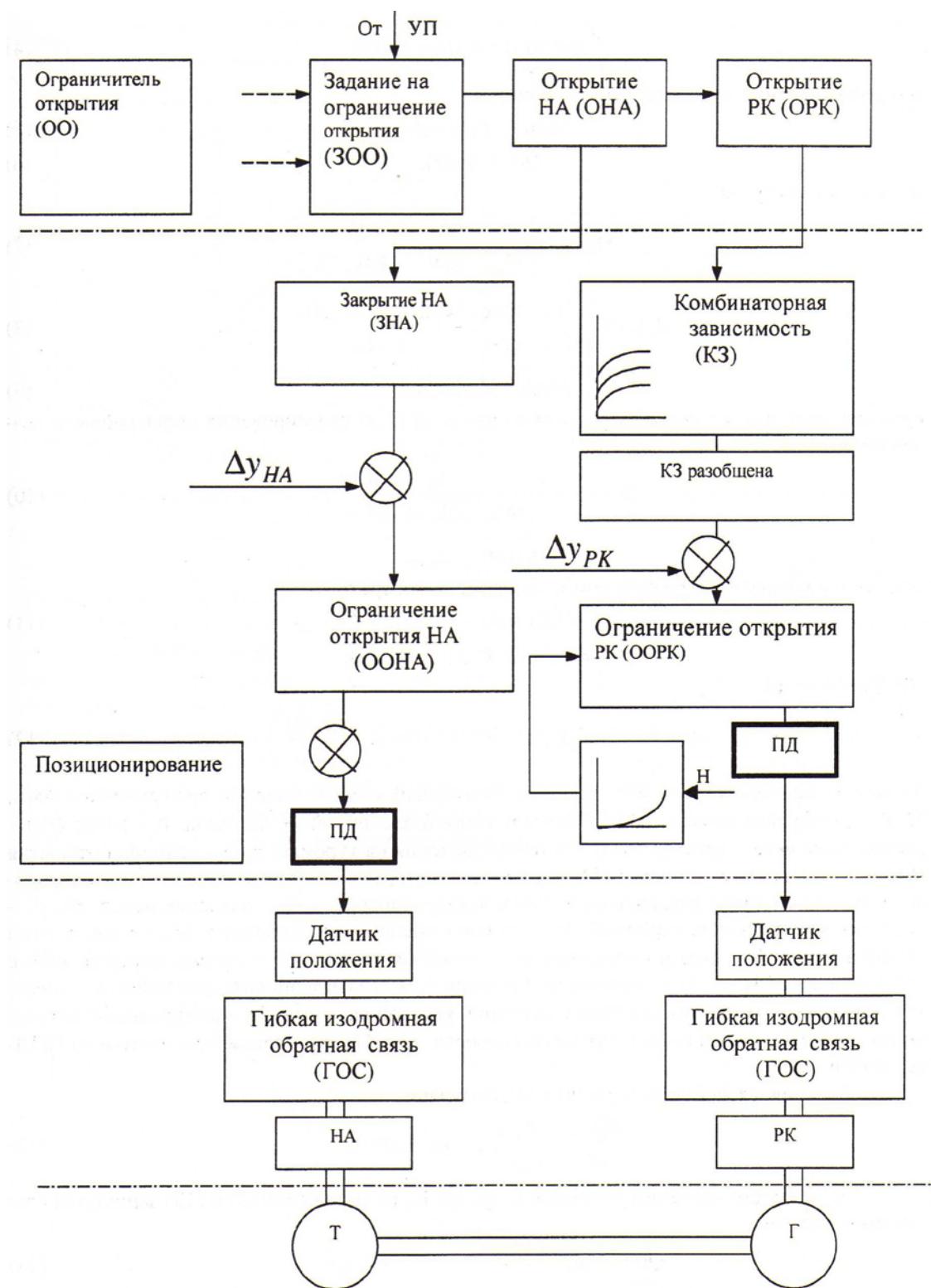


Рис. 7. Структура программного обеспечения СУЧВР:

ПИ – пропорционально-интегральный закон; ПД – пропорционально–дифференциальный закон; ПИД – пропорционально–интегрально–дифференциальный закон

На рис. 8 приведена принципиальная схема регулятора скорости турбины. В схеме установлены гидрораспределители с пропорциональным управлением, необходимые для управления сервомоторами направляющего аппарата и разворота лопастей рабочего колеса. Установленные датчики положения штока сервомотора формируют обратную связь для построения автоматической системы управления. Так же в схеме установлен гидрораспределитель аварийной остановки и защитный клапан для противоразгонного устройства. Система оснащена спаренным блоком фильтров для очистки рабочей жидкости и необходимым количеством тестовых точек для диагностики давления в отдельных элементах схемы.

Рассмотрим принципиальную схему [7]. Схема построена аналогично схемам, рассмотренным ранее, конструктивной особенностью является наличие гидропневмоаккумуляторов для сглаживания пульсаций давления в напорной магистрали и возможностью их функционирования при возникновении аварийного режима при эксплуатации гидроагрегата.

**Дискретные системы управления.** Представляет практический интерес реализация принципиальной схемы привода для управления частотой вращения гидротурбины с применением дискретного и дискретно-аналогового управления, что позволяет синтезировать гидропневмопривод с

высокой точностью позиционирования, без применения дорогостоящих гидрораспределителей с пропорциональным управлением.

На рис. 9 представлена принципиальная схема пневмопривода (а. с. СССР № 1145175). Он содержит пневмоцилиндр 1 с установленным в нем поршнем 2 со штоком 3 с образованием рабочих полостей 4 и 5. Полость 4 сообщена с источником 6 питания через нормально открытые линии 7 и 8 дросселирующего двухпозиционного пневмораспределителя 9, а через нормально закрытую линию 10 – с атмосферой. Рабочая полость 5 сообщена с управляющей камерой 11 пневмораспределителя 9 и выходом 12 прерывателя 13 потока, выполненного в виде ряда дросселирующих двухпозиционных трехлинейных пневмораспределителей 14–16, каждый из которых подпружинен и установлен с возможностью взаимодействия с кулачками 17–19, выполненными на штоке 3 через соответствующие толкатели 20–22. Пневмораспределители 14–16 выполнены с нормально закрытыми линиями 23–25 соответственно, подключенными к источнику 6 питания, и нормально открытыми линиями 26–31 соответственно, соединенными последовательно между собой, причем линия 26 подключена к входу 32 прерывателя потока 13, а линия 31 – к выходу последнего. Вход 32, а также входы 33–35 прерывателя 13 потока связаны с пневмолиниями управления 36–39.

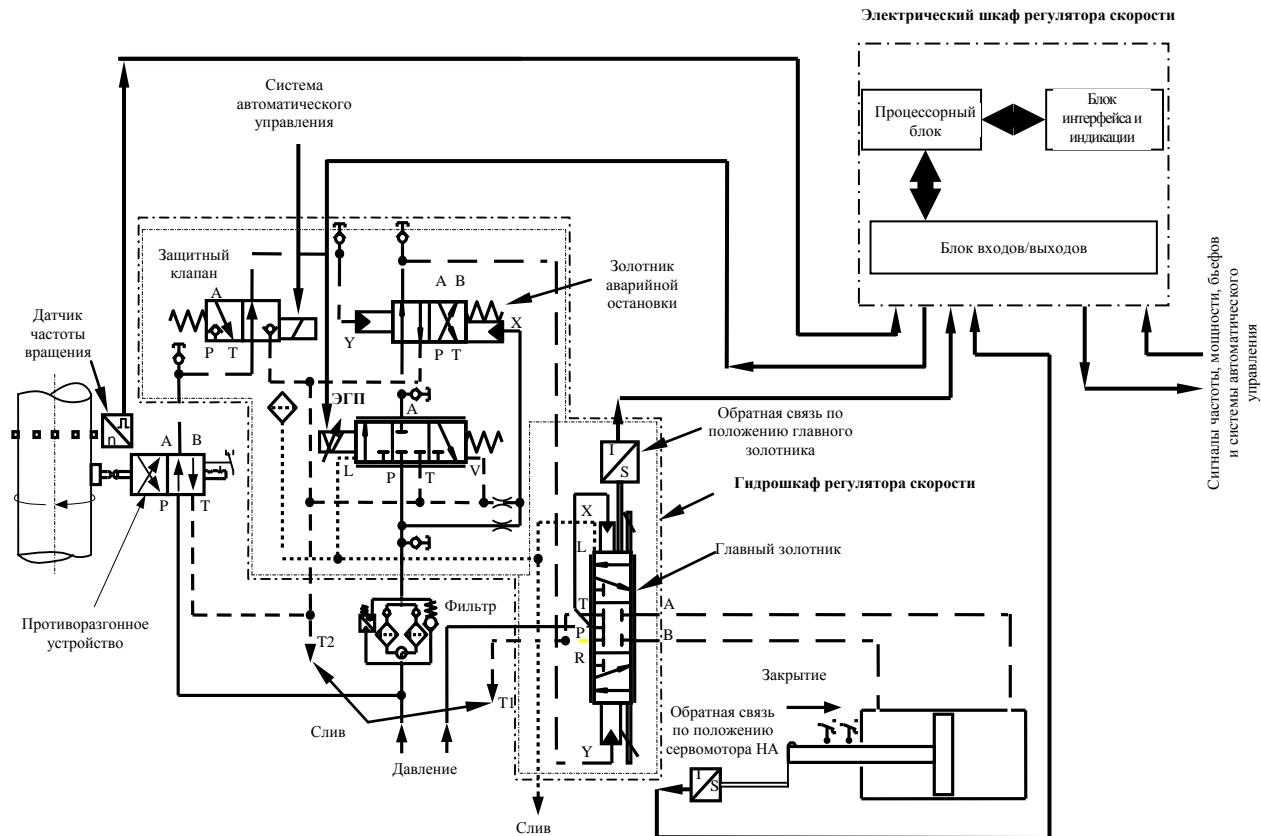


Рис. 8. Принципиальная схема регулятора скорости турбины

Кроме того, пневмораспределители 14–16 снабжены управляющими камерами 40–42 соответственно и пружинами 43–45, установленными со стороны толкателей 20–22, а пневмораспределитель 9 снабжен пружиной 46. Управляющие камеры 40–42 подключены к пневмолиниям 37–39 управления через соответствующие входы 33–35 прерывателя 13 потока. Промежуточные позиции поршня 2 пневмоцилиндра 1 обозначены на рис. 9 и рис. 10 соответственно I, II, III, IV, V.

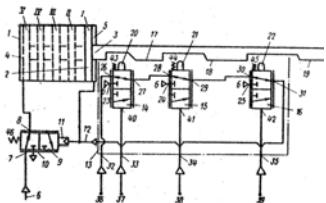


Рис. 9. Позиционный пневмопривод с упорами

Пневмопривод работает следующим образом. При отсутствии сигналов на входах 32–35 прерывателя потока 13 пневмораспределители 14–16 под действием пружин 43–45 находятся в положении, показанном на чертеже. При этом рабочая полость 5 соединяется через выход 12, пневмораспределители 16, 15 и 14 и вход 32 с атмосферой, поскольку сигнал в пневмолинии 36 управления отсутствует. Поршень 2 пневмоцилиндра 1 находится в позиции I.

При поступлении командного сигнала на вход 33 по пневмолинии 37 управления пневмораспределитель 14 переключается. При этом его толкатель 20 начинает взаимодействовать со штоком 3 и далее с его кулачком 17. Рабочая среда от источника питания 6 по линиям 23, 27, 28, 29, 30 и 31 поступает на выход 12 прерывателя потока 13, а затем в управляющую камеру 11 пневмораспределителя 9 и рабочую полость 5 пневмоцилиндра 1. Пневмораспределитель 9 переключается и соединяет рабочую полость 4 пневмоцилиндра 1 с атмосферой. Поршень 2 под действием перепада давления в рабочих полостях 4 и 5 перемещается до тех пор, пока на толкатель 20 не будет оказывать воздействия кулачок 17 штока 3. В результате указанного воздействия уменьшается уровень энергии, поступающей в рабочую полость 5 и управляющую камеру 11 пневмораспределителя за счет дросселирования рабочей среды на пневмораспределителе 14. При этом ввиду падения давления в управляющей камере 11 под действием усилия со стороны пружины 46 пневмораспределитель 9 возвращается в исходное положение, что приводит к увеличению уровня энергии, поступающей в рабочую полость 4. Переходный процесс не прекращается до тех пор, пока перепад давления в рабочих полостях 4 и 5 не обеспечит позиционирования поршня 2 со штоком 3 в позиции II. Для перемещения поршня 2 в позицию III необходимо подать командный сигнал на вход 34, а в позиции IV – на вход 35 прерывателя 13 потока. Перемещение поршня 2 в позицию V обеспечивается подачей командного сигнала на вход 32. При этом

пневмораспределители 14–16 находятся под действием пружин 43–45 в позиции, показанной на чертеже, и командный сигнал проходит через линии 26–31 на выход 12 прерывателя 13 потока, а затем в камеру 11 и рабочую полость 5. Пневмораспределитель 9 переключается в позицию, при которой рабочая полость 4 сообщается с атмосферой, и поршень 2 под действием перепада давления в полостях 4 и 5 перемещается в позицию V. Технико-экономическая эффективность от использования предлагаемого привода заключается в уменьшении габаритов и металлоемкости привода вследствие уменьшения количества силовых линий и исключения логической системы ИЛИ.

Известна схема рис. 10 (а. с. СССР № 1166064). В схеме с использованием блока А, кроме силового следящего распределителя Р7 и следящих распределителей Р4 и Р5, контролирующих позицию ИМ, есть промежуточный следящий распределитель Р6. Во многих случаях целесообразна реализация логических уравнений с применением клапанов И и ИЛИ (с использованием блока В), но при этом на схему накладывается ограничение – клапаны не должны срабатывать в процессе слежения в области точки позиционирования.

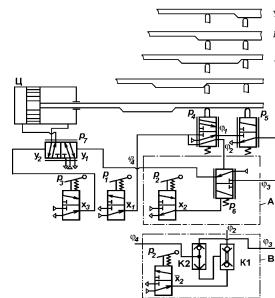


Рис. 10. Схема гидропневмопривода

Анализ показывает, что для схемы, представленной на рис. 10, возможна замена следящего пневмораспределителя Р6 блока А на клапаны И К1 и ИЛИ К2 блока В. При этом необходима инверсия входного сигнала  $x_2$ , которая может быть осуществлена подключением атмосферного и магистрального каналов распределителя Р2 блока В.

При сравнении приведенных схем преимущество может быть отдано схеме с блоком В, потому что наличие промежуточного следящего распределителя Р6 блока А ведет к снижению устойчивости и статической точности. Поскольку базис И, ИЛИ,  $\neg$  является функционально полным и позволяет реализовать любую комбинационную схему, то синтез данного класса позиционных приводов с использованием клапанов И и ИЛИ (функция  $\neg$  может быть trivialно получена от следящего конечного выключателя) позволяет дать минимальное количество следящих распределителей, которые задействованы в процессе позиционирования: не большее двух следящих распределителей, один из которых – датчик положения, а второй – силовой распределитель.

Таким образом, решение задачи данным способом позволяет синтезировать позиционные гидро- и пневмоприводы с не силовыми упорами, при этом возможность выбора наилучшей реализации, включая малый перебор решений, позволяет получить конструкцию привода, который имеет минимальное число элементов. Это преимущество рассмотренного привода обеспечивает получение экономического эффекта от внедрения по сравнению с приводами, построенным интуитивно. Данная методика позволяет упростить приводы и тем самым вместе со снижением стоимости повысить динамические характеристики и надежность.

Гидравлический (пневматический) привод (а. с. СССР № 1399533) (рис. 11) содержит напорную 1 и сливную 2 линии, цилиндр 3, установленный в нем с образованием рабочих полостей 4 и 5 поршень 6, два управляемых трехлинейных двухпозиционных распределителя 7 и 8, дроссели 9–11 и систему программного управления, включающую управляющее устройство 12, датчик 13 перепада давлений в рабочих полостях 5 и 4, датчик 14 положения штока 15. При этом управляющее устройство 12 подключено к управляющим входам 16, 17 распределителей 7, 8. Кроме того, привод снабжен подпружиненными клапанами 18–21, параллельно подключенными к сливной линии 2 каждого распределителя 7 и 8, их управляющие входы 22–25 связаны с управляющим устройством 12. Каждый из распределителей 7, 8 и клапанов 18–21 со стороны соответствующей пружины 26, 27 и 28–31 снабжены управляющим входом соответственно 32, 33 и 34–37 аварийной остановки, которые подключены к каналу 38. Дроссели 9–11 установлены в линиях 39–41 входа клапанов 18–20, при этом число дросселей 9–11 на один меньше числа клапанов 18–21, а эффективные площади дросселей 9–11 выбираются по формуле:

$$f_j = \frac{f_p f_k}{\sqrt{(f_p^2 + f_k^2)(2^{2(n-j)} - 1)}}, \quad (1)$$

где  $f_p$  и  $f_k$  – соответственно эффективные площади распределителей и клапанов;

$n$  – число клапанов;

$j$  – порядковый номер клапана и соединенного с его входом дросселя.

Привод работает следующим образом. В исходном положении управляющие сигналы на входах 16, 17 и 22–25 отсутствуют, рабочие полости 4, 5 перекрыты и поршень 6 со штоком 15 неподвижен. По заложенной в управляющее устройство 12 программе управления на входах 16, 17 и 22–25 появляются сигналы. При движении поршня 6, например, вправо по чертежу, управляющий сигнал поступает на вход 16 распределителя 7, который, переключаясь, сообщает рабочую полость 4 с напорной линией 1, а также на те управляющие входы 22–25 клапанов 18–21, камеры которых определены управляющим устройством 12 по программе для обеспечения заданного закона движения. Рабочая среда из полости 5 поступает через распределитель 8 и в те из дросселей 9–11, клапаны 18–20 которых

переключились по сигналу, поступившему на их управляющие входы 22–24. В процессе перемещения штока 15 основные параметры контролируются датчиками 13, 14, информация от которых поступает на управляющее устройство 12.

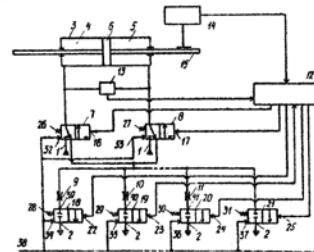


Рис. 11. Позиционный пневмогидропривод

По заложенному алгоритму и программе управления движением устройство 12 обрабатывает поступившую информацию и выдает управляющие сигналы, переключающие соответствующие клапаны 18–21. При этом происходит изменение конфигурации сливной линии 2, а, следовательно, изменяется также и проводимость линии 2.

Регулируя таким образом количество рабочей среды, находящейся в полости 5, в конечном счете можно управлять параметрами движения привода. Для обеспечения удобства регулирования эффективные площади дросселей 9–11 должны быть выбраны таким образом, чтобы для различных комбинаций управляющих сигналов и соответствующих им переключений клапанов 18–21 можно было бы получить наиболее равнодискретное изменение проводимости линии 2. Выбор числа клапанов 18–21 определяется требованиями к точностным характеристикам привода. Чем больше число клапанов 18–21, тем более плавно может регулироваться величина расхода и выше точность привода. Двоичное кодирование управляющих сигналов представляет большое удобство при использовании цифровой вычислительной техники в качестве управляющего устройства 12, поскольку упрощает ее стыковку с управляемыми объектами, исключая необходимость установки цифроаналоговых преобразователей. При возникновении аварийной ситуации по команде оператора либо устройства 12 управляющий сигнал поступает на управляющие входы 32, 33 и 34–37. Под действием усилия пружин 26, 27 и 28–31 независимо от наличия управляющих сигналов в противоположных им входах 16, 17 или 22–25, происходит установка распределителей 7, 8 и клапанов 18–21 в исходное положение. При этом осуществляется торможение и последующая остановка поршня 6 со штоком 15. Аналогичным образом работает привод при движении поршня 6 влево. Однако при этом переключается распределитель 8, а распределитель 7 остается в исходном положении. Таким образом, предлагаемое конструктивное выполнение привода позволяет осуществлять цифровое регулирование проводимости сливной линии в ее широком диапазоне и тем самым улучшить динамические характеристики привода.

**Выводы.** Анализ существующих систем управления показывает четкую тенденцию наличия в современных системах управляющих программируемых контроллеров и программно-технических комплексов.

Это обеспечивает: контроль параметров в реальном времени работы гидротурбины и получение нужной точности позиционирования исполнительных устройств, регулирующих положение лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса. На объекте устанавливаются современные измерительные датчики частоты вращения и перемещения исполнительных устройств [14–20].

Для решения данной проблемы существует два способа синтеза управляющих устройств гидросистем:

- дискретно-аналоговый способ регулирования;
- дискретное регулирование.

Первый подход наиболее часто используется на практике, к недостаткам следует отнести большие материальные затраты на элементы системы управления. Второй подход основан на применении дискретных распределительных устройств.

Разработка методов проектирования с использованием обоих подходов, математических моделей и алгоритмов управления, направленных на повышение точности позиционирования и надежности систем с возможным упрощением схемных решений, является важнейшей задачей, направленной на получение огромного экономического эффекта, при решении данной важнейшей проблемы.

Применение позиционного гидропневмопривода для построения системы управления скоростью гидротурбины с дискретным и дискретно-аналоговым управлением, позволяет синтезировать гидропневмопривод с высокой точностью позиционирования, без применения дорогостоящих гидрораспределителей с пропорциональным управлением.

#### Список литературы

1. Русанов А. В., Гнесін В. І. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок*. Харків: ІПмаш, 2019. 386 с.
2. Топаж Г. И. *Лопастные гидромашины и гидродинамические передачи. Основы рабочего процесса и расчета гидротурбин*. Санкт-Петербург, 2011. 154 с.
3. Губарев О. П., Левченко О. В. Дослідження енергетичного балансу системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 42. P. 21–27.
4. Потєтенко О. В., Яковлєва Л. К., Самба Битори Т. Д. Б. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин на напоры 400–800 м с применением новых конструктивных решений. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 42. P. 28–37.
5. Потєтенко О. В., Яковлєва Л. К., Самба Битори Т. Д. Б. 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. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 41. P. 39–48.
6. Русанов А. В., Хорев О. Н., Рябова С. А., Косянин Д. Ю., Сухоребый П. Н. Гидродинамическое совершенствование проточных частей осевых гидротурбин при помощи пространственного профилирования лопастей рабочего колеса. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 41. P. 49–57.
7. Лурье З. Я., Братута Э. Г., Гасюк А. И., Булгаков В. А., Цехмистро Л. Н. Динамика мехатронного гидропривода рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ. 2014. Вип. 14, т. 3. С. 59–73.
8. Руководство по эксплуатации регулятора скорости ALSTOM радиально-осевой гидротурбины. Гренобль: Гренобль, 2011. 206 с.
9. Хорев О. Н. Моделирование рабочего процесса в проточной части радиально-осевой насос-турбины. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вип.: Математическое моделирование в технике и технологии*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2013. № 37 (1010). С. 206–214.
10. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Syntesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
11. Черкащенко М. В., Сериков А. Д., Салыга Т. С., Фатеев А. Н., Фатеева Н. Н., Радченко Л. Р. *Позиционные гидропневмоагрегаты*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. 115 с.
12. Черкащенко М. В. *Синтез минимальных схем гидропневмоагрегатов* / ред. Вурье Б. А. Москва: Пневмогидромашины, 2013. 265 с.
13. Лурье З. Я., Гасюк А. И., Булгаков В. А., Цехмистро Л. Н., Цента Е. Н. Синтез мехатронного гидропривода рабочего колеса гидротурбины. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 45. P. 47–52.
14. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013. No. 1. P. 27–30.
15. Chengwen Chai. Research on PLC-Based Pneumatic Controlling System of Flying Splicer of Web-Fed Offset Presses. *The Open Mechanical Engineering Journal*. 2011. No. 5. P. 160–165.
16. Струтинский В. Б., Гуржий А. М., Кривцов В. С. *Математичне моделювання процесів в системах*. Харків: НАУ, 2011. 672 с.
17. Русанов А. В., Пашенко Н. В., Косянин А. И. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2009. Вып. 2/7 (38). С. 32–37.
18. Jacob P. A., Ventura Carlos, Rowland Andrew S. Preliminary design and performance estimation of radial inflow turbines an automated approach. *Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering*. 2012. No. 134. P. 1–13.
19. Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Central European Journal of engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
20. Мигущенко Р. П., Кропачек О. Ю., Щапов П. Ф. *Теоретичні та практичні засади систем контролю та діагностування складних промислових об'єктів: монографія*. Харків: НТУ «ХПІ», 2015. 260 с.

#### References (transliterated)

1. Rusanov A. V., Hnyesin V. I. *Naukovo-tehnichni osnovy modeluvannya i projektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turboustanovok* [Scientific and technical bases of modeling and designing of flowing parts of power turbo installations]. Kharkiv, Ipmash Publ., 2019. 386 p.
2. Topazh G. I. *Lopastnye gidromashiny i gidrodinamicheskie peredachi. Osnovy rabochego protsessa i rascheta gidroturbin* [Blade hydraulic machines and hydrodynamic transmission. Basics of the workflow and calculation of hydraulic turbines]. St. Petersburg Publ., 2011. 154 p.
3. Hubarev O. P., Levchenko O. V. Doslidzhennya enerhetychnoho balansu systemy z nerehul'ovannym nasosom ta klapanom riznytsi tiskiv [Investigation of the energy balance of a system with an unregulated pump and differential pressure valve]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42, pp. 21–27.
4. Potetenko O. V., Yakovleva L. K., Samba Bitori T. D. B. Sovrshenstvovanie robochikh protsessov gidroturbin na napory

- 400–800 m s primeniem novykh konstruktivnykh resheniy [Improving the working processes of hydraulic turbines at a pressure of 400–800m with the use of new design solutions]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42, pp. 28–37.
5. Potetenko O. V., Yakovleva L. K., Samba Bitori T. D. B. 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 [Features of the workflow and flow structure in the inter-blade channels of the runner and in other elements of the water passage of radial-axial hydraulic turbines at a pressure of 400–600 m]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 41, pp. 39–48.
6. Rusanov A. V., Khorev O. N., Ryabova S. A., Kos'yanov D. Yu., Sukhorebry P. N. Gidrodinamicheskoe sovershenstvovanie protochnykh chastej osevykh gidroturbin pri pomoshchi prostranstvennogo profilirovaniya lopastey rabochego kolesa [Hydrodynamic improvement of water passages of axial hydraulic turbines using spatial profiling of runner blades]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 41, pp. 49–57.
7. Lur'e Z. Ya., Bratuta E. G., Gasyuk A. I., Bulgakov V. A., Tsekhmistro L. N. Dinamika mekhatronnogo gidroprivoda rabochego kolesa poverotno-lopatchnoy gidroturbiny [Dynamics of mechatronic hydraulic drive of Kaplan turbine runner]. *Pratsi Tavriys'koho derzhavnoho akhrotehnolohichnogo universytetu*. Melitopol, TDATU Publ., 2014, issue 14, vol. 3, pp. 59–73.
8. Rukovodstvo po ekspluataci regulyatora skorosti ALSTOM radialno-osevoy gidroturbiny [ALSTOM Speed Controller Operation Manual to the Francis Turbine]. Grenobl, Grenobl Publ., 2011. 206 p.
9. Khorev O. N. Modelirovanie rabochego protsessa v protochnoy chasti radial'no-osevoy nasos-turbiny [Simulation of the working process in the water passage of the radial-axial pump-turbine]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. typ.: Matematicheskoe modelirovanie v tekhnike i tekhnologiya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Mathematical modeling in engineering and technology]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2013, no. 37 (1010), pp. 206–214.
10. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 120 p.
11. Cherkashenko M. V., Serikov A. D., Salyga T. S., Fateev A. N., Fateeva N. N., Radchenko L. R. *Pozitsionnye gidropnevmoagregaty* [Positional hydropneumatic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015. 115 p.
12. Cherkashenko M. V. *Sintez minimal'nykh skhem gidropnevmoagregatov* [Synthesis of minimum schemes of hydropneumatic units]. Moscow, Pnevmodromashiny Publ., 2013. 265 p.
13. Lur'e Z. Ya., Gasyuk A. I., Bulgakov V. A., Tsekhmistro L. N., Tsenta E. N. *Sintez mekhanicheskogo gidroprivoda rabochego kolesa gidroturbiny* [Synthesis of mechatronic hydraulic runner of a hydroturbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 45, pp. 47–52.
14. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013, no. 1, pp. 27–30.
15. Chengwen Chai. Research on PLC-Based Pneumatic Controlling System of Flying Splicer of Web-Fed Offset Presses. *The Open Mechanical Engineering Journal*. 2011, no. 5, pp. 160–165.
16. Strutyn'skyy V. B., Hurzhiy A. M., Kryvtsov V. S. *Matematichne modeluvannya protsesiv i system* [Mathematical modeling of processes and systems]. Kharkiv: NAU Publ., 2011. 672 p.
17. Rusanov A. V., Pashchenko N. V., Kos'yanova A. I. Metod analiticheskogo profilirovaniya lopatochnykh ventsov protochnykh chastej osevykh turbin [The method of analytical profiling blade edges of the axial turbines water passages]. *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2009, issue 2/7 (38), pp. 32–37.
18. Jacob P. A., Ventura Carlos, Rowland Andrew S. Preliminary design and performance estimation of radial inflow turbines an automated approach. *Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering*. 2012, no. 134, pp. 1–13.
19. Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Central European Journal of engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
20. Myshchichenko R. P., Kropachek O. Yu., Shchapov P. F. *Teoretichni ta praktychni zasady system kontroly ta diagnostuvannya skladnykh promyslovikh ob'yektiv* [Theoretical and practical principles of systems of control and diagnosis of complex industrial objects]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015. 260 p.

Поступила (received) 10.03.2019

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

**Мигущенко Руслан Павлович (Мигущенко Руслан Павлович, Mygushenko Ruslan)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», проректор з науково-педагогічної роботи; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3287-9772>; e-mail: omsroot@kpi.kharkov.ua

**Черкашенко Михайло Володимирович (Черкашенко Михаил Владимирович, Cherkashenko Mikhaylo)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідралічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3908-7935>; e-mail: mchertom@gmail.com

**Потетенко Олег Васильович (Потетенко Олег Васильевич, Potetenko Oleg)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідралічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3399-5580>; e-mail: potetenko.OV@gmail.com

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

**Дорошенко Олександр Владиславович (Дорошенко Александр Владиславович, Doroshenko Oleksandr)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідралічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5982-9946>; e-mail: doroshenkoav478@gmail.com

**Cherkashenko Alexander** – schoolboy Ort Guttman; Netanya, Israel; e-mail: sashacherkashenko@gmail.com

**E. С. КРУПА, В. А. НЕДОВЕСОВ**

## СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОГРАММНЫХ КОМПЛЕКСОВ CFD ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ПОТОКА В ГИДРОМАШИНАХ

В настоящее время актуальным является совершенствование вычислительных программных комплексов, что в свою очередь приводит к конкуренции на рынке программного обеспечения. Специалисты, работающие в любой отрасли, должны владеть компьютером не только на уровне пользователя, но и на уровне программистов, чтобы на базе существующих программных комплексов программировать модули для собственных потребностей. Не исключением является и область гидроэнергетики. В работе проведен аналитический обзор современных программных комплексов CFD. Проанализированы преимущества и недостатки данных программ в части построения трехмерной модели объекта исследования, создания расчетной сетки, задания граничных условий и визуализации результатов расчета. Для решения гидродинамических задач существует много различных программ, одними из передовых коммерческих программных комплексов являются Ansys, SolidWorks Flow Simulation, Autodesk CFD. Так же существуют программы с открытым исходным кодом, самым популярным на данный момент является OpenFOAM. Данные системы автоматического проектирования (САПР) позволяют не только выполнить качественное моделирование систем различной физической природы, но и исследовать отклик этих систем на внешние воздействия в виде распределения давления, температур, скоростей. Алгоритмы проведения расчета в программах похожи, отличительные особенности программ можно оценить по следующим критериям: генерация сетки, точность, надежность (сходимость), скорость вычислений, физика модели, гибкость системы. Так же следует отметить, что коммерческие программные комплексы более удобны в использовании благодаря проработанному интерфейсу пользователя, в бесплатных комплексах интерфейс менее развит и для работы потребуются знания определенного списка команд и знания синтаксиса программы. Для создания геометрии модели так же существует множество программ (SolidWorks, Autodesk Inventor, Компас-3D и др.). Трехмерная модель объекта исследования необходима для последующей интеграции в CFD комплекс. Использование этих программ позволяет сократить цикл разработки, снизить стоимость изделий и повысить качество продукции.

**Ключевые слова:** гидравлические машины, численное исследование, гидродинамический расчет, математическая модель, пространственное течение, системы автоматического проектирования.

**Е. С. КРУПА, В. О. НЕДОВЕСОВ**

## СУЧАСНИЙ СТАН ПРОГРАМНИХ КОМПЛЕКСІВ CFD ДЛЯ ЧИСЕЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОСТОРОВОГО ПОТОКУ В ГІДРОМАШИНАХ

В даний час актуальним є вдосконалення обчислювальних програмних комплексів, що в свою чергу призводить до конкуренції на ринку програмного забезпечення. Фахівці, що працюють в будь-якій галузі, повинні володіти комп'ютером не тільки на рівні користувача, але і на рівні програмістів, щоб на базі існуючих програмних комплексів програмувати модулі для власних потреб. Не виключенням є і область гідроенергетики. В роботі проведено аналітичний огляд сучасних програмних комплексів CFD. Проаналізовано переваги та недоліки даних програм в частині побудови тривимірної моделі об'єкта дослідження, створення розрахункової сітки, задання граничних умов і візуалізації результатів розрахунку. Для вирішення гідродинамічних задач існує багато різних програм, одними з передових комерційних програмних комплексів є Ansys, SolidWorks Flow Simulation, Autodesk CFD. Так само існують програми з відкритим вихідним кодом, найпопулярнішим на даний момент є OpenFOAM. Дані системи автоматичного проектування (САПР) дозволяють не тільки виконати якісне моделювання систем різної фізичної природи, а й досліджувати відгук цих систем на зовнішні впливи у вигляді розподілу тиску, температур, швидкостей. Алгоритми проведення розрахунку в програмах схожі, відмінні риси програм можна оцінити за такими критеріями: генерація сітки, точність, надійність (збіжність), швидкість обчислень, фізика моделі, гнучкість системи. Так само слід відзначити, що комерційні програмні комплекси більш зручні у використанні завдяки відпрограмованому інтерфейсу користувача, в безкоштовних комплексах інтерфейс менш розвинений і для роботи буде потрібно знання певного списку команд і знання синтаксису програм. Для створення геометрії моделі так само існує безліч програм (SolidWorks, Autodesk Inventor, Компас-3D і ін.). Тривимірна модель об'єкта дослідження необхідна для подальшої інтеграції в CFD комплекс. Використання цих програм дозволяє скоротити цикл розробки, знизити вартість виробів і підвищити якість продукції.

**Ключові слова:** гіdraulічні машини, чисельне дослідження, гідродинамічний розрахунок, математична модель, просторове протягом, системи автоматичного проектування.

**E. S. KRUPA, V. A. NEDOVESOV**

## ACTUAL STATUS OF CFD SOFTWARE COMPLEXES FOR NUMERICAL RESEARCH OF SPATIAL FLOW IN HYDRAULIC MACHINES

Currently, the improvement of computer software systems is relevant, which in turn leads to competition in the software market. Specialists working in any industry should work on the computer not only at the user level, but also at the programmer level, for programming modules which are based on existing software systems for their own tasks. The hydropower is no exception. There is an analytical review of modern software systems CFD in this paper. The advantages and disadvantages of these programs are analyzed in terms of building a three-dimensional model of the object of study, creating a computational mesh, setting boundary conditions and visualizing the results of the calculation. There are many different programs for solving hydrodynamic tasks. Some of the advanced commercial software systems are Ansys, SolidWorks Flow Simulation, Autodesk CFD. There are also payment free programs. At the moment the most popular of them is OpenFOAM. These computer-aided designing (CAD) systems allow not only to perform high-quality modeling of systems of various physical nature, but also to investigate the response of these systems to external influences in the form of pressure, temperature, velocity distribution. The algorithms of the calculation in programs are similar. The distinctive features of the programs can be evaluated by the following criteria: mesh generation, accuracy, reliability (convergence), calculation speed, model physics, system flexibility. It should also be noted that commercial software packages are more convenient to use due to a well-developed user interface. The interface is less developed in free complexes. It is necessary to have knowledge of a certain list of commands and the program syntax. Also there are many programs to create model geometry (SolidWorks, Autodesk Inventor, Compass-3D and others). The three-dimensional model of the object of study is necessary for subsequent integration into the CFD complex. Using these programs allows to shorten the development cycle, reduce the cost of products and improve product quality.

**Keywords:** hydraulic machines, numerical research, hydrodynamic calculation, mathematical model, spatial flow, CAD systems.

© Е. С. Крупа, В. А. Недовесов, 2019

**Введение.** На данный момент в мире стремительно совершенствуются программные комплексы для численных вычислений. Путем оптимизации программного кода, время, затраченное на вычислительные процессы, уменьшается. Применение улучшенных алгоритмов приводит к расширению возможностей масштабируемости, так же уменьшается время чтения и записи файлов, улучшается сходимость.

Непрерывно совершенствуется интерфейс приложений, что делает работу более простой, быстрой и удобной. Основные процессы алгоритмов вычисления гидродинамической среды во всех аналогичных программных комплексах состоят из следующих пунктов:

- создание геометрии исследуемого объекта;
- задание математической модели расчета;
- создание расчетной сетки;
- задание вводных граничных условий;
- запуск созданной расчетной модели с заданными параметрами в решателе;
- просмотр результатов расчета в графической форме и численном виде [1–11].

**Обзор программ САПР для создания геометрии потока.** Крупнейшие компании, такие как Autodesk, Dassault Systemes и др., создают вместе с программами для расчета потока так же и программы САПР, в которых можно построить геометрию объекта исследования.

Рассмотрим некоторые продукты САПР, которые можно использовать для построения 3D моделей.

Наиболее популярными и востребованными программами на рынке на данный момент являются SolidWorks, Autodesk Inventor, Kompas 3D и др. [1–11].

В программе SolidWorks 2019 от компании Dassault Systemes, появилась возможность переноса сечений не только на цилиндрические поверхности, но и на фигуры различной сложности. Появились новые возможности Slising, который позволяет создавать 2D сечения в местах пересечения выбранного элемента и набора плоскостей, что в свою очередь облегчает работу при стыковке сложных деталей [3, 15].

Компания Autodesk в этом году обновила сборку Inventor до версии 2019. Новая версия, как уверяет команда разработчиков, намного производительней предыдущих версий. Возможности новой версии сохраняются при условии использования продукта на рекомендуемых системных требованиях. Так же следует отметить, что недавно был представлен AutoCAD 2020 – мощнейшая двух- и трёхмерная система САПР, с новыми дополнительными возможностями [17].

В Workbench 19.1 программного комплекса ANSYS геометрию модели можно построить в разделе SpaceClaim, Geometry или модуле Design Modeler. Следует отметить, что набор инструментов в этих программах намного меньше, чем у вышеперечисленных, но они обладают всеми самыми основными функциями для создания геометрии, так же в этих программах отсутствует интерфейс на русском языке [12–14].

Модуль Workbench – это инновационная схема управления проектом, где можно связывать различные этапы расчетов с различными блоками исследований, проект предоставлен в виде взаимосвязанных систем в форме блок-схем [12–14]. В Autodesk и SolidWorks управление проектом происходит в дереве проекта [15, 17].

Примеры интерфейсов описанных выше программ приведены на рис. 1–3.

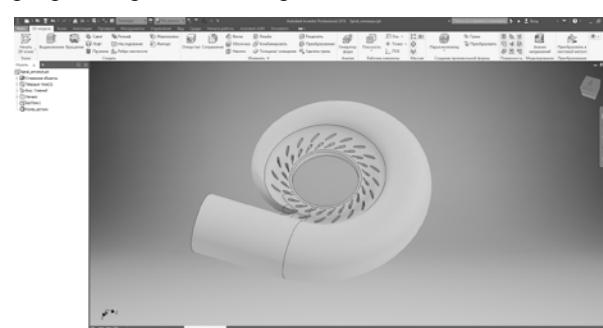


Рис. 1. Твердотельная модель проточной части, выполненная в программе Inventor

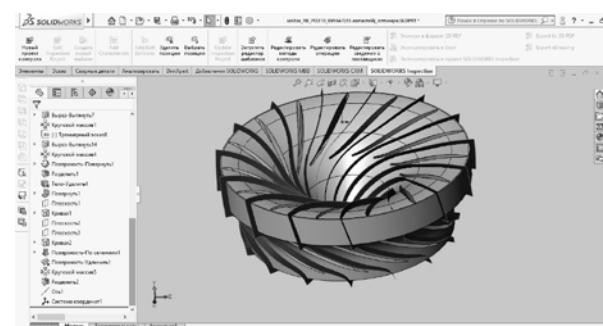


Рис. 2. Твердотельная модель проточной части, выполненная в программе SolidWorks

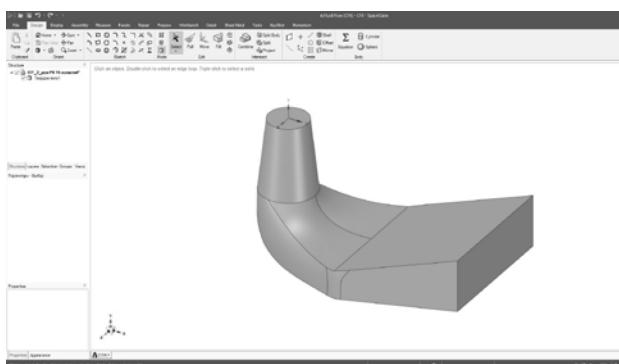


Рис. 3. Твердотельная модель проточной части, выполненная в программе SpaceClaim

**Создание расчетной сетки.** В программах SolidWorks Flow Simulation и в Autodesk CFD расчетная сетка строится автоматически и редактор сетки очень упрощенный по сравнению с подпрограммами от ANSYS. Так же в Autodesk CFD нет четкой последовательности задания параметров, сетка генерируется при запуске решателя [15]. В SolidWorks Flow Simulation сетка генерируется в дереве проекта на ряду с пунктами ввода граничный условий [3, 15].

Подпрограмма ICEM CFD входит в программный комплекс ANSYS, это отличное решение для создания сложных расчетных сеток именно для гидродинамических расчетов, где присутствуют сложные криволинейные элементы. ICEM CFD позволяет строить структурированную (гексагональную) и неструктурную (тетра) сетки [12–14]. В программе можно вырезать проточные части с общей геометрии гидроагрегата, сгущать расчетные ячейки тем самым создавая пограничный слой. Создание расчетной сетки – это очень важный этап для расчета, так как некорректное построение сетки приведёт к повреждениям области расчета (рис. 4) [12–14].

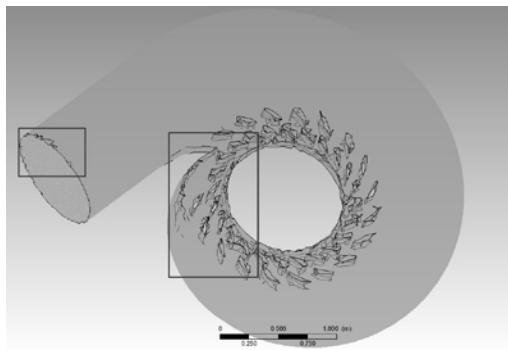


Рис.4. Поврежденная геометрия проточной части

На рис. 5–7 представлены результаты сгенерированных расчетных сеток в различных программных комплексах.

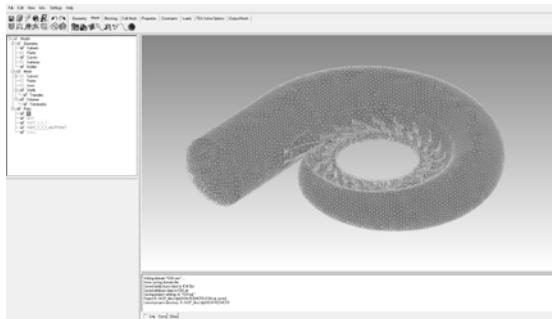


Рис. 5. Расчетная сетка, построенная в ICEM CFD

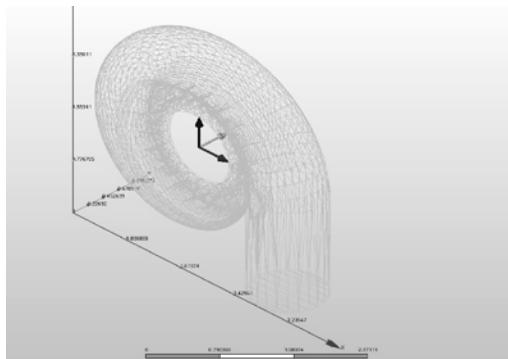


Рис. 6. Расчетная сетка, построенная в Autodesk CFD

**Выбор математической модели.** Расчет течения жидкости или газа в современных программных продуктах выполняется путем численного решения системы уравнений, описывающих наиболее общий

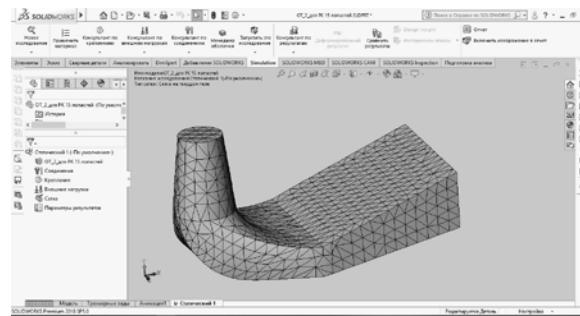


Рис. 7. Расчетная сетка, построенная в SolidWorks  
случай движения жидкой среды. Таковым является уравнения Навье - Стокса (1) и неразрывности (2):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] + f_i, \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0. \quad (2)$$

Здесь использовано сокращенную запись уравнений  $i, j = 1-3$ , предполагается суммирование по одинаковым индексам,  $x_1, x_2, x_3$  – оси координат,  $t$  – время. Член  $f_i$  выражает действие массовых сил [8, 9].

В этой системе четырех уравнений независимыми искомыми параметрами являются три компонента скорости  $u_1, u_2, u_3$  и давление  $p$ . Плотность  $\rho$  жидкости, а также газа при скоростях до 0,3 числа Маха, считается величиной постоянной.

Течения во вращающихся рабочих органах гидромашин рассматриваются в относительной системе отсчета, при этом член  $f_i$  в правой части уравнений выражает действие центробежных и кориолисовых сил:

$$\vec{f}_i = -\rho(2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})), \quad (3)$$

где  $\vec{\omega}$  – угловая скорость вращения;

$\vec{r}$  – радиус-вектор (модуль которого равен расстоянию от данной точки до оси вращения).

Течения в гидравлических машинах, как правило, турбулентные. Непосредственное моделирование турбулентных течений путем численного решения уравнений Навье - Стокса, записанных для мгновенных скоростей, является все еще крайне тяжелым, а кроме того, интерес представляют, как правило, не мгновенные, а осредненные во времени значения скоростей. Таким образом, для анализа турбулентных течений вместо уравнений (1) и (2) используют уравнение Рейнольдса (4):

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j) &= \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right)\right] &+ f_i, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{u}_3$  – осредненные по времени значения скоростей;  $\bar{u}'_1, \bar{u}'_2, \bar{u}'_3$  – пульсационные составляющие скоростей.

Для замыкания этих уравнений используются различные модели турбулентности. При расчетном исследовании гидромашин хорошо зарекомендовали себя следующие модели турбулентности: « $k-\varepsilon$ », « $k-\omega$ » и SST [1, 4].

Модель « $k-\varepsilon$ » использует для замыкания системы уравнений движения жидкости Рейнольдса два дифференциальных уравнения (5–6), описывающих перенос кинетической энергии турбулентности  $k$  и скорости диссипации  $\varepsilon$ .

Недостатками « $k-\varepsilon$ » модели является низкая точность при моделировании течений с отрывом от гладких поверхностей, а также необходимость применения специальных приемов при расчете течения вблизи стенок.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}\right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1}P_k - \rho C_{\varepsilon 2}\varepsilon), \quad (6)$$

где  $P_k = -\rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$  – член, выражающий генерацию энергии  $k$ ,  $\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$ ,  $\Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$ .

Параметры  $\varepsilon$  и  $\mu$  определяются следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right)^2, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Константы « $k-\varepsilon$ » модели:  $C_\mu = 0,09$ ;  $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ ;  $C_{\varepsilon 2} = 1,92$ ;  $\sigma_k = 1,0$ ;  $\sigma_\varepsilon = 1,3$  [1, 4].

Также существует « $k-\omega$ » модель турбулентности, разработанная Уиллоксом. В этой модели дифференциальное уравнение скорости диссипации  $\varepsilon$  заменено на дифференциальное уравнение частоты турбулентных пульсаций  $\omega$ . Данная модель хорошо показала себя при расчетах вблизи стенок.

Недостатком « $k-\omega$ » модели, в отличие от « $k-\varepsilon$ » модели, является чрезмерно сильная зависимость результатов расчета от задаваемых значений  $\omega$  во входном сечении [4].

Гибридный вариант между « $k-\varepsilon$ » и « $k-\omega$ » моделями турбулентности был предложен Ментером – SST (Shear Stress Transport) модель переноса сдвиговых напряжений. За счет использования специальной переключаемой функции, активируется та или иная модель турбулентности. Переключение осуществляется в зависимости от удаления узлов сетки от стенки.

Таким образом, SST-модель сочетает в себе устойчивость и точность стандартной « $k-\omega$ » модели в пристеночных областях и « $k-\varepsilon$ » модели на удалении от стенок [4].

**Задание вводных граничных условий.** В модуле CFX-Pre (ANSYS) задаются граничные условия в дереве программы [14].

На границах расчетных областей задаются следующие параметры:

- на входе – массовый режимный расход;
- на стенке – условие прилипания (скорость равна нулю);
- на выходе – статическое давление.

Далее необходимо сохранить файл .def, который будет вмещать в себя расчетную область со всеми вводными параметрами, который можно будет при потребности изменить.

Переходим к следующему этапу, а именно к самому численному расчету. Если мы создали проект в Workbench, то нужно перейти к следующему по списку действию Solution. Впоследствии должен открыться модуль CFX-Solver Manager с уже выбранным файлом для расчета. Здесь можно задать количество ядер процессора, которые будут задействованы в вычислениях. При старте расчета, в режиме онлайн видно построения графиков и прохождения итераций (рис. 8). После окончания расчета получаем файл .res с результатами.

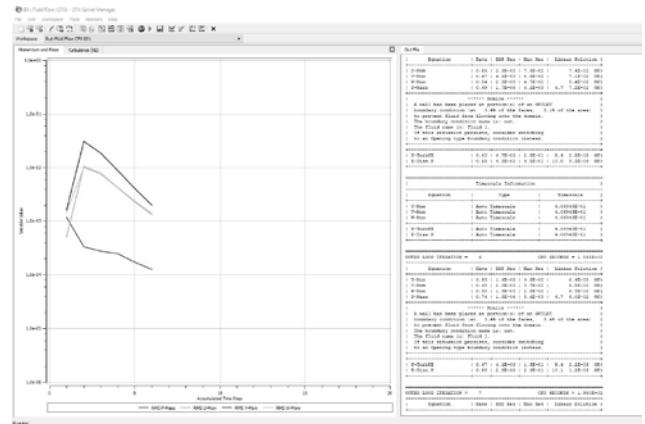


Рис. 8. Интерфейс CFX-Solver Manager

Аналогично задаются граничные условия в Autodesk CFD и SolidWorks Flow Simulation. Однако в данных программных комплексах, в отличие от ANSYS, в котором существует четкая последовательность Geometry-Mesh-Setup-Solution-Results, расчетная сетка задается наряду с граничными условиями.

**Результаты численного исследования пространственного потока в проточной части гидромашин.** Чтобы посмотреть результаты гидродинамического расчета в программном комплексе ANSYS необходимо загрузить файл с результатами [16, 19–20].

В дереве проекта имеется возможность задавать дополнительные плоскости, на которых отображаются нужные параметры, такие как давления, скорости,

температура. На плоскостях отобразится распределение заданных величин в соответствии со шкалой.

Вид и деление шкалы можно изменять. Так же есть возможность визуализации линий потока с функцией анимации. Все графические результаты можно комбинировать [19–20].

Для получения численных данных рекомендуется использовать таблицу, в которую нужно прописать функции.

Всеми этими функциями обладают также программные комплексы SolidWorks и Autodesk. Кроме того, в данных программах присутствуют различные шаблоны отчетов, которые можно экспортить в Microsoft Word [15, 17].

На рис. 9–11 представлены примеры графической визуализации результатов численных исследований, выполненных в различных программных комплексах CFD.

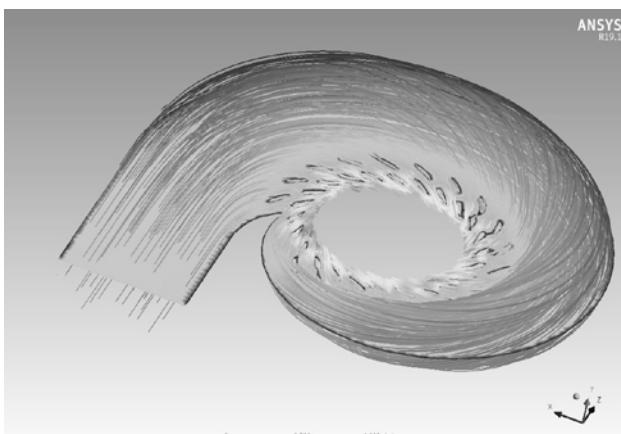


Рис. 9. Графическое представление результатов в Ansys

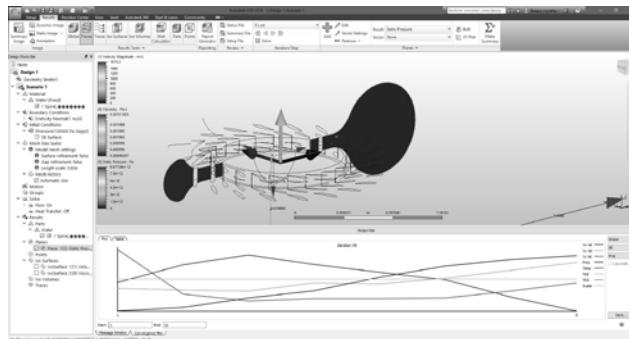


Рис. 10. Графическое представление результатов в Inventor

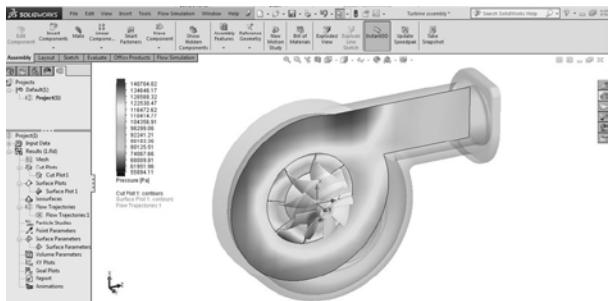


Рис. 11. Графическое представление результатов в SolidWorks Flow Simulation

**Выводы.** В работе выполнен аналитический обзор современного состояния программных комплексов для численного исследования потока в прочных частях гидромашин, таких как SolidWorks, Autodesk, Ansys.

Описаны основные функциональные возможности программ CFD в части построения геометрии исследуемого объекта, создания сетки, последующего расчета и визуализации результатов исследования.

Использование современных программ CFD для исследования гидродинамических характеристик потока в гидромашинах значительно уменьшает затраты времени и материальных ресурсов по сравнению с физическим моделированием.

#### Список литературы

- Кочевский А. Н., Нена В. Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах. *Вісник Сумського державного університету: Сер.: Технічні науки*. Суми: СумДУ. 2003. № 13 (59). С. 195–210.
- Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
- Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S., Krupa E. S. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 53–57.
- Шевченко Н. Г., Шудрик А. Л., Радченко Л. Р. Особенности численного моделирования течения вязкой жидкости в каналах погружных лопастных насосов низкой и средней быстротходности. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 45 (1154). P. 76–81.
- Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 129. 2016.
- Резва К. С., Дранковський В. Е., Тиньянова І. І. Дослідження високонапорних оборотних гідromашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 42 (1264). P. 84–88.
- Elin A., Lugova C., Kolesnik E. Testing of the CFX-5 package on the examples of flow of liquid and gas in the running parts of VNIIAEN specialization pumps: flow modeling in the flow part of the intermediate stage of the multistage centrifugal pump. *Scientific and practical journal "Pumps and equipment"*. 2007. Vol. 6 (47). P. 42–46.
- Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
- Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005. Vol. 14. P. 136–141.
- Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
- Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015. Vol. 579.
- ANSYS CFX: CFD Software. URL: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx> (дата обращения: 02.04.2019).
- ANSYS ICEM CFD / CAE Expert. URL: <https://cae-expert.ru/product/ansys-icem-cfd> (дата обращения: 02.04.2019).

14. ANSYS ICEM CFD, Сеточный генератор – CADFEM. URL: <https://www.cadfem-cis.ru/products/ansys/geometry/icemcf/> (дата обращения: 03.04.2019).
15. Что нового в SOLIDWORKS 2019. URL: [https://intersed.kiev.ua/news\\_whats\\_new\\_solidworks\\_2019](https://intersed.kiev.ua/news_whats_new_solidworks_2019) (дата обращения: 03.04.2019).
16. ANSYS CFX, Моделирование течений, расчет турбомашин – CADFEM. URL: <https://www.cadfem-cis.ru/products/ansys/fluids/cfx/> (дата обращения: 03.04.2019).
17. Autodesk CFD / CFD Software / Autodesk. URL: <https://www.autodesk.com/products/cfd/overview> (дата обращения: 03.04.2019).
18. Новости / Хабр. URL: <https://habr.com/ru/news/> (дата обращения: 03.04.2019).
19. 2.4.6. Show Volume Rendering. URL: [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/cfd\\_posttut/cfxPostDispShow2\\_rend.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/cfd_posttut/cfxPostDispShow2_rend.html) (дата обращения: 04.04.2019).
20. (186) Tutorial Ansys – How to Make Simulation Fluid Flow by CFX (Simple for Beginner) – YouTube. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=PfZ0opXcqAQ> (дата обращения: 04.04.2019).

### References (transliterated)

1. Kochevskiy A. N., Nenya V. G. Sovremenny podkhod k modelirovaniyu i raschetu techenij zhidkosti v lopastnykh gidromashinakh [Modern approach to modeling and calculating fluid flow in blade hydraulic machines]. Visnyk Sum's'koho derzhavnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky [Sumy State University Bulletin: Technical Sciences Series]. Sumy, SumDU Publ., 2003, no. 13 (59), pp. 195–210.
2. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: New solutions in modern technologies. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2017, vol. 7 (1229), pp. 97–102, doi:10.20998/2413-4295.2017.07.13
3. Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S., Krupa E. S. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 53–57.
4. Shevchenko N. G., Shudrik A. L., Radchenko L. R. Osobennosti chislennogo modelirovaniya techeniya vyazkoy zhidkosti v kanalakh pogruznyih lopastnyih nasosov nizkoy i sredney byistrohodnosti [Features of numerical modeling flow of viscous liquid in channels of submersible bladed pumps of low and average rapidity]. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 45 (1154), pp. 76–81.
5. Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 129. 2016.
6. Riezva K. S., Drankovskiy V. E., Tynyanova I. I. Doslidzhennia vysokonapornykh oborotnykh hidromashyn [The investigation of the high-pressure reversible hydraulic machines]. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42 (1264), pp. 84–88.
7. Elin A., Lugova C., Kolesnik E. Testing of the CFX-5 package on the examples of flow of liquid and gas in the running parts of VNIAEN specialization pumps: flow modeling in the flow part of the intermediate stage of the multistage centrifugal pump. Scientific and practical journal "Pumps and equipment". 2007, vol. 6 (47), pp. 42–46.
8. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. Open Engineering. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
9. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. Journal of Thermal Science. 2005, vol. 14, pp. 136–141.
10. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft". 2008.
11. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. Journal of Physics: Conference Series. 2015, vol. 579.
12. ANSYS CFX: CFD Software. Available at: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx> (accessed 02.04.2019).
13. ANSYS ICEM CFD / CAE Expert. Available at: <https://cae-expert.ru/product/ansys-icem-cfd> (accessed 02.04.2019).
14. ANSYS ICEM CFD, Setochnyi generator – CADFEM [ANSYS ICEM CFD, Grid generator – CADFEM]. Available at: <https://www.cadfem-cis.ru/products/ansys/geometry/icemcf/> (accessed 03.04.2019).
15. Chto novogo v SOLIDWORKS 2019 [What's new in SOLIDWORKS 2019]. Available at: [https://intersed.kiev.ua/news\\_whats\\_new\\_solidworks\\_2019](https://intersed.kiev.ua/news_whats_new_solidworks_2019) (accessed 03.04.2019).
16. ANSYS CFX, Modelirovaniye techeniy, raschet turbomashin – CADFEM [ANSYS CFX, Modeling of currents, calculation of turbomachines – CADFEM]. Available at: <https://www.cadfem-cis.ru/products/ansys/fluids/cfx/> (accessed 03.04.2019).
17. Autodesk CFD / CFD Software / Autodesk. Available at: <https://www.autodesk.com/products/cfd/overview> (accessed 03.04.2019).
18. Novosti / Habr [News / Habr]. Available at: <https://habr.com/ru/news/> (accessed 03.04.2019).
19. 2.4.6. Show Volume Rendering. Available at: [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/cfd\\_posttut/cfxPostDispShow2\\_rend.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/cfd_posttut/cfxPostDispShow2_rend.html) (accessed 04.04.2019).
20. (186) Tutorial Ansys – How to Make Simulation Fluid Flow by CFX (Simple for Beginner) – YouTube. Available at: <https://www.youtube.com/watch?v=PfZ0opXcqAQ> (accessed 04.04.2019).

Поступила (received) 07.05.2019

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

**Крупа Євгеній Сергійович (Крупа Евгений Сергеевич, Krupa Evgeniy Sergeevich)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гіdraulічні машини» ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2457-0097>; e-mail: zhekr@ukr.net

**Недовесов Владлен Олександрович (Недовесов Владлен Александрович, Nedovesov Vladlen Aleksandrovich)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гіdraulічні машини» ім. Г.Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0946-0658>; e-mail: nedovesov1995@gmail.com

**Н. Н. ФАТЕЕВА, А. Н. ФАТЕЕВ**

## **ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ГИДРООБОРУДОВАНИЯ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ВЕЛИЧИНЫ РАБОЧЕГО ДАВЛЕНИЯ**

Классификация и анализ отказов, а также описание механизма формирования отказов показывают, что наиболее существенными эксплуатационными факторами, влияющими на изменение показателей надежности, являются давление рабочей жидкости (эксплуатационная нагрузка) и состояние рабочей жидкости (степень ее загрязнения). При оценке показателей надежности гидрооборудования следует иметь в виду, что по отношению к величине нагрузки все элементы гидрооборудования могут быть укрупненно разделены на три группы: узлы и пары трения, приводящие к отказам из-за наступления предельного состояния этих элементов по износу; элементы, отказ которых наступает вследствие усталостных разрушений; элементы, отказы которых наступают независимо от величины нагрузки, и связаны с кинематическими и динамическими характеристиками конструкции (инерционные силы, волновые процессы). Рассмотрено влияние давления рабочей жидкости (эксплуатационная нагрузка) при оценке показателей надежности на этапе проектирования на все три группы элементов. Для определения параметров гидросистем на этапе эксплуатации для оценки фактических показателей надежности, был использован комплект средств диагностики гидравлических систем, разработанный Объединением Предприятий Корпорацией «Гидроэлекс» совместно с кафедрой «Гидравлические машины им. Г. Ф. Прокура», с помощью которого измеряемые параметры могут быть записаны на внутреннюю карту памяти или переданы через беспроводную Bluetooth связь на персональный компьютер PC или Android-устройство (смартфон, планшет) для последующей обработки. Приведенные теоретические зависимости совместно с обработанными данными, полученными с помощью разработанного комплекта средств диагностики, позволяют определить количественные зависимости отказов и проводить оценку показателей надежности работы гидрооборудования в реальных условиях эксплуатации (с учетом эксплуатационных нагрузок).

**Ключевые слова:** показатели надежности, отказ,名义ное и эксплуатационное давление, гидрооборудование, тестер гидравлический, датчики давления.

**Н. М. ФАТЕЕВА, О. М. ФАТЕЕВ**

## **ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ ГІДРОУСТАТКУВАННЯ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ ВЕЛИЧИНІ РАБОЧОГО ТИСКУ**

Класифікація та аналіз відмов, а також опис механізму формування відмов показують, що найбільш істотними експлуатаційними чинниками, що впливають на зміну показників надійності, є тиск робочої рідини (експлуатаційне навантаження) і стан робочої рідини (ступінь її забруднення). При оцінці показників надійності гідроустаткування слід мати на увазі, що по відношенню до величини навантаження всі елементи гідроустаткування можуть бути здебільшого розділені на три групи: вузли та пари тертя, що призводять до відмов через настання граничного стану цих елементів по зносу; елементи, відмова яких настає внаслідок втому руйнувань; елементи, відмови яких наступають незалежно від величини навантаження, і пов'язані з кінематичними і динамічними характеристиками конструкції (інерційні сили, хвильові процесси). Розглянуто вплив тиску робочої рідини (експлуатаційне навантаження) при оцінці показників надійності на етапі проектування на всі три групи елементів. Для визначення параметрів гідросистем на етапі експлуатації для оцінки фактичних показників надійності, був використаний комплект засобів діагностики гідравлічних систем, розроблений Об'єднанням Підприємств Корпорацією «Гідроелекс» спільно з кафедрою «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Прокура», за допомогою якого параметри, які вимірюються, можуть бути записані на внутрішню карту пам'яті або передані через бездротовий Bluetooth зв'язок на персональний комп'ютер PC або Android-пристрій (смартфон, планшет) для подальшої обробки. Наведені теоретичні залежності спільно з обробленими даними, отриманими за допомогою розробленого комплекту засобів діагностики, дозволяють визначити кількісні залежності відмов і проводити оцінку показників надійності роботи гідрообладнання в реальних умовах експлуатації (з урахуванням експлуатаційних навантажень).

**Ключові слова:** показники надійності, відмова, номінальний і експлуатаційний тиск, гідроустаткування, тестер гідравлічний, датчики тиску.

**N. FATIEIEVA, A. FATEYEV**

## **ESTIMATION OF INDICATORS OF RELIABILITY OF HYDRAULIC EQUIPMENT TAKING INTO ACCOUNT THE INFLUENCE OF THE VALUE OF WORKING PRESSURE**

Classification and analysis of failures, as well as a description of the mechanism for the formation of failures show that the most significant operational factors affecting the change in reliability indicators are the pressure of the working fluid (operating load) and the state of the working fluid (degree of contamination). When assessing the reliability of hydraulic equipment, it should be borne in mind that, in relation to the magnitude of the load, all elements of hydraulic equipment can be enlarged into three groups: nodes and friction pairs, leading to failures due to the occurrence of the limiting condition of these elements for wear; elements whose failure occurs due to fatigue damage; elements whose failures occur regardless of the magnitude of the load, and are associated with the kinematic and dynamic characteristics of the structure (inertial forces, wave processes). The influence of the pressure of the working fluid (operating load) in assessing the reliability indicators at the design stage for all three groups of elements is considered. To determine the parameters of hydraulic systems at the operational stage, to assess the actual reliability indicators, a set of tools for diagnosing hydraulic systems was developed, developed by the Association of Enterprises Corporation "Gidroeleks" together with the department "Hydraulic machines" named after academician G. F. Proskura, with which the measured parameters can be recorded on an internal memory card or transferred via wireless Bluetooth to a personal computer PC or Android device (smartphone, tablet) for further processing. The theoretical dependences given together with the processed data obtained using the developed set of diagnostic tools allow us to determine the quantitative dependencies of failures and evaluate the reliability indicators of hydraulic equipment in real operating conditions (taking into account operating loads).

**Keywords:** reliability indicators, failure, nominal and operating pressure, hydraulic equipment, hydraulic tester, pressure sensors.

**Введение.** Классификация и анализ отказов, а также описание механизма формирования отказов показывают, что наиболее существенными эксплуатационными факторами, влияющими на

изменение показателей надежности, являются давление рабочей жидкости (эксплуатационная нагрузка) и состояние рабочей жидкости (степень ее загрязнения) [1–3].

**Основная часть.** При оценке показателей надежности гидрооборудования следует иметь в виду, что по отношению к величине нагрузки все элементы гидрооборудования могут быть укрупненно разделены на три группы:

1) Узлы и пары трения, приводящие к отказам из-за наступления предельного состояния этих элементов по износу.

2) Элементы, отказ которых наступает вследствие усталостных разрушений.

3) Элементы, отказы которых наступают независимо от величины нагрузки, и связаны с кинематическими и динамическими характеристиками конструкции (инерционные силы, волновые процессы). К таким отказам могут быть отнесены отрывы подпятников поршней насосов в тех случаях, когда они не вызваны заклиниванием поршня [4–8].

Исходя из общего уравнения износа, справедливого для описания любого механизма износа независимо от его природы, в работе [9] выведено уравнение стационарного износа после завершения приработки:

$$I_h = c_1 \cdot p_a \cdot \theta \left( \frac{\tau \cdot \theta}{\alpha_r} \right)^{0.5} \cdot \left( \frac{k \cdot f_{\min}}{\sigma_0 \cdot \theta} \right)^{11}. \quad (1)$$

Важно отметить, что для приработанных поверхностей интенсивность изнашивания прямо пропорциональна величине номинального давления  $p_a$ . Таким образом, снижение рабочего давления в реальных условиях эксплуатации по сравнению с номинальным позволяет увеличить действительный ресурс работы гидрооборудования по сравнению с показателями надежности [10, 11], соответствующими техническим условиям.

*Учет влияния величины рабочего давления на этапе проектирования гидравлических систем.*

1. Рассмотрим возможный учет влияния величины рабочего давления на время наступления предельного состояния, например насоса, в связи с износом. Предельному состоянию насосов обычно соответствует падение коэффициента подачи более, чем на 20 %, т. е. иначе, увеличение утечек до некоторой предельной величины  $Q_{\text{утр}}^{\text{пред}}$ .

Как известно, утечки пропорциональны величине давления и третьей степени величины зазора:

$$Q_{\text{утр}} = Ap\delta^3. \quad (2)$$

Величина зазора  $\delta$  складывается из величин исходного (начального) зазора  $\delta_0$  и приращения зазора,  $\Delta$ , вызванного износом, величина которого может быть записана в виде:

$$\Delta = V \cdot T, \quad (3)$$

где  $V$  – скорость изнашивания;

$T$  – время (количество) циклов наработки.

Скорость изнашивания, как известно, [9] прямо пропорциональна интенсивности изнашивания, представленной формулой (1). Таким образом, величина утечек после времени наработки  $T$  может быть представлена формулой:

$$Q = Ap(\delta_0 + kpT)^3, \quad (4)$$

где  $k$  – коэффициент пропорциональности, зависящий от комплекса внешних и внутренних факторов, влияющих на износ материала (скорость относительно перемещения, исходная шероховатость, температура среды, вязкость рабочей жидкости, а также ее загрязненность и др.).

С учетом выражения (4) связь времени наработки до предельного состояния при номинальном давлении и при реальном (эксплуатационном) давлении при прочих равных условиях (в том числе и по чистоте рабочей жидкости) может быть представлена в виде:

$$Ap_h(\delta_0 + kp_h T_h)^3 = Ap_s(\delta_0 + kp_s T_s)^3, \quad (5)$$

где  $T_h$  и  $T_s$  – время наработки до предельного состояния ( $Q_{\text{утр}}^{\text{пред}}$ ) при номинальном и эксплуатационном давлении соответственно;

$p_h$  и  $p_s$  – номинальное и эксплуатационное давление.

Из выражения (5) следует:

$$\frac{T_s}{T_h} = \left( \frac{p_h}{p_s} \right)^{4/3} + \frac{\delta_0}{kp_s T_h} \left( \sqrt[3]{\frac{p_h}{p_s}} - 1 \right). \quad (6)$$

Как видно из полученной зависимости, изменение ресурса при изменении эксплуатационного давления по сравнению с номинальным зависит также от величины начального зазора, номинального ресурса, а также комплекса факторов, определяемых коэффициентом  $k$ .

Вместе с тем, предварительные оценки влияния давления могут быть получены в более простом виде, если учесть, что в реальном диапазоне изменения входящих в зависимость (6) параметров величиной второго члена правой части выражения (6) можно пренебречь и записать следующую зависимость отношений ресурсов:

$$\frac{T_s}{T_h} = \left( \frac{p_h}{p_s} \right)^{4/3}. \quad (7)$$

Следует подчеркнуть, что полученные здесь зависимости справедливы лишь при определенном состоянии тонкости фильтрации и исходного (начального) зазора  $\delta_0$ .

Практика показывает, что в случае тонкости фильтрации, обеспечивающей содержание в рабочей жидкости частиц, величина которых не превосходит половины величины зазора, то износ практически

отсутствует, и в таком случае фактор снижения эксплуатационного давления не влияет на износ.

Для более же грубой фильтрации приведенные зависимости справедливы до величины износа, при которых образовавшиеся в результате износа зазоры становятся вдвое больше величины частиц, содержащихся в рабочей жидкости.

2. Для элементов, отказы которых наступают вследствие усталостных разрушений, зависимость от реальных условий нагружения имеет несколько иной вид.

Зависимость количества циклов до разрушения от действующих в силовых элементах напряжений определяется уравнением:

$$N_i = C \left( \frac{1}{\sigma_i} \right)^m, \quad (8)$$

где  $C$  – коэффициент пропорциональности, постоянный для данного материала в определенном диапазоне температур;

$m$  – показатель степени в уравнении кривой усталостной прочности (для стальных силовых элементов при числе циклов нагружения до  $10^8$   $m = 6$ , а для элементов из алюминиевых сплавов при числе циклов от  $10^6$  до  $10^8$  изменяется от 4 до 8).

К числу элементов, отказы которых наступают вследствие усталостных разрушений, относятся и подшипники гидромашин, воспринимающие нагрузки силовых элементов. Как известно, расчетный срок службы подшипника (90 % ресурс) определяется выражением:

$$L = \left( \frac{C}{Q} \right)^\alpha, \quad (9)$$

где  $Q$  – эквивалентная динамическая нагрузка;

$C$  – динамическая грузоподъемность;

$\alpha$  – показатель степени, равный 10/3 для роликоподшипников и  $\alpha = 3$  – для шарикоподшипников.

Поскольку грузоподъемность подшипников, удерживающих элементы, находящиеся под нагрузкой, пропорциональна рабочему давлению гидропривода, то можно записать:

$$L = A p^{-\alpha}, \quad (10)$$

где  $A$  – коэффициент пропорциональности;

$p$  – рабочее давление.

Таким образом, при снижении рабочего давления срок службы элементов, отказы которых обусловлены усталостными разрушениями, повышается в степенной зависимости от давления, причем показатель степени этой зависимости изменяется в достаточно широких пределах (от 3 до 8) в зависимости от конкретного узла и материала, из которого он изготовлен.

Определив при экспоненциальном законе интенсивность отказов [10, 11] через записанную в

технических условиях  $\gamma\%$ -наработку до отказа получим:

$$\lambda = -\frac{\ln \gamma}{T_\gamma}, \quad (11)$$

а с использованием выражений (7) и (9) можно записать:

$$T_\gamma = T_{\gamma n} \left( \frac{P_n}{P_\gamma} \right)^\alpha, \quad (12)$$

где  $T_\gamma$ ,  $T_{\gamma n}$  –  $\gamma\%$ -наработка до отказа при эксплуатационном и номинальном давлении соответственно.

Сравнивая выражения (7) и (12), можно считать, что при снижении эксплуатационного давления по сравнению с номинальными значениями элементы этой группы (отказы которых наступают вследствие усталостных нагружений) не являются определяющими в увеличении ресурса и снижении безотказности, так как показатель степени в выражении (12) существенно больше единицы, и в таком случае, ограничивающими факторами в увеличении ресурса являются износные явления, практически линейно зависящие от давления.

3. Для третьей группы элементов, отказы которых определяются кинематическими и динамическими характеристиками конструкции, невозможно установить определенной зависимости величины наработки до отказа с величиной нагрузки. В этом смысле отказы такого типа элементов можно считать независимыми от степени заряженности рабочей жидкости или от величины рабочего давления. Однако, эти отказы нельзя считать независимыми от условий эксплуатации, так как они определяются частотой вращения вала насоса, вибрационными характеристиками эксплуатационных условий и т. д. Вместе с тем, установить конкретные количественные зависимости для такого вида отказов в реальных условиях эксплуатации в сопоставлении с записанными в ТУ не представляется возможным без эксплуатационных наблюдений за этими элементами в реальных условиях работы. Учитывая это обстоятельство, можно, по видимому, считать, что по этой группе отказов (следовательно, и по насосам в целом) снижение эксплуатационных нагрузок (в частности, рабочего давления) по сравнению с номинальными их значениями, увеличивая долговечность изделия, практически не изменяют показатели безотказности (величину наработки до отказа), по отношению к записанным в технических условиях [3, 12–18].

*Определение параметров гидросистем на этапе эксплуатации для оценки фактических показателей надежности.* Для фактической оценки состояния гидрооборудования в реальных условиях работы ОПК «Гидроэлекс» совместно с кафедрой «Гидравлические машины им. Г. Ф. Прокуры» разработали комплект средств диагностики гидравлических систем (рис. 1, а) [19], который включает в себя:

- тестер гидравлический электронный – ТГЭ-200;
- блок измерительных приборов – БИП-200;
- нагрузочное устройство – НУ-200;
- унифицированные датчики давления;
- тахометр.

ТГЭ-200 имеет шесть входных каналов (три аналоговых – давление  $P$ ,  $P_1$ ,  $P_2$  и три цифровых – расход  $Q$ , температура  $t$ , частота вращения  $n$ ) и может отображать, записывать и обрабатывать сигналы от датчиков, подключенных к прибору.

Для оперативного измерения основных параметров гидросистемы используется один разъем с тремя каналами ( $Q$ ,  $P$ ,  $t$ ), к которому подключается блок измерительных приборов для одновременного измерения расхода, давления и температуры рабочей жидкости.

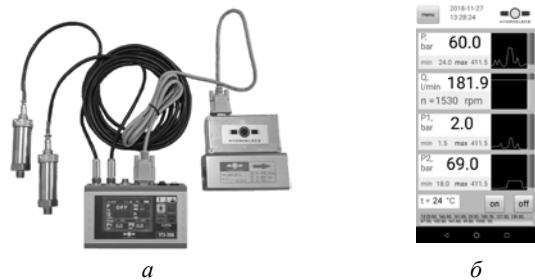


Рис. 1. Комплект средств диагностики:  
а – общий вид комплекта; б – индикация параметров гидросистемы на мобильном Android-устройстве

Для измерения давления в разных точках гидросистемы имеются два аналоговых канала ( $P_1$  и  $P_2$ ) с отдельными разъемами для подключения датчиков давления. Для этих датчиков на экране ТГЭ-200 могут быть отображены измеренные фактические, максимальные, минимальные значения давления, а также разница между значениями каналов  $P_1$  и  $P_2$  ( $P_1 - P_2$ ). Максимальные и минимальные значения ( $P_{1\min}$ ,  $P_{1\max}$ ,  $P_{2\min}$ ,  $P_{2\max}$ ) могут быть сброшены в любой момент времени нажатием кнопки «Сброс»(Reset). Диапазон измерения подключаемых датчиков выбирается в настройке.

Для измерения частоты вращения приводного вала насоса или вала гидромотора предусмотрен отдельный разъем с цифровым входом ( $n$ ), к которому подключается тахометр.

ТГЭ-200 имеет встроенные часы реального времени, что удобно для обработки результатов измерений. Текущая дата и время отображается в верхней части экрана. Корректировка текущей даты и времени возможна в режиме настройки.

Измеряемые значения могут быть записаны на внутреннюю карту памяти или переданы через беспроводную Bluetooth связь на персональный компьютер РС или Android-устройство (смартфон, планшет) для последующей обработки.

Тестер гидравлический электронный – ТГЭ-200 работает в трех основных режимах.

Первый режим – определение объемного коэффициента подачи насоса. В этом режиме измеряются давление, расход и температура во

встроенных в БИП-200 датчиках, а также частота вращения приводного вала, на основании которых вычисляется объемный коэффициент подачи насоса.

Второй режим – внешние датчики давления, которые измеряют давление в двух разных точках гидросистемы. При проведении измерения на экране отображается текущее значение внешних датчиков давления, разность значений давления и максимальные и минимальные значения.

Третий режим – показание всех датчиков (рис. 1, б).

Разработанный комплект средств диагностики также можно использовать для технической диагностики позиционных гидроприводов [20].

**Выходы.** Приведенные теоретические зависимости совместно с обработанными данными, полученными с помощью разработанного комплекта средств диагностики, позволяют определить количественные зависимости отказов и проводить оценку показателей надежности работы гидрооборудования в реальных условиях эксплуатации (с учетом эксплуатационных нагрузок).

#### Список литературы

1. Сырицын Т. А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов. Москва: Машиностроение, 1990. 248 с.
2. Ковалёв М. А., Бородкин Г. В. Контроль технического состояния гидравлических систем летательных аппаратов на основе мониторинга значений вязкости и уровня чистоты рабочей жидкости. Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2012. № 7 (38). С.40–45.
3. Скрицкий В. Я., Рокшевский В. А. Эксплуатация промышленных гидроприводов. Москва: Машиностроение, 1984. 176 с.
4. Труханов В. М. Надежность технических систем типа подвижных установок на этапе их проектирования и испытания опытных образцов. Москва: Машиностроение, 2003. 320 с.
5. Волков В. Н., Бурмистров В. А., Тимохова О. М. Показатели надежности гидропривода. Современные проблемы науки и образования. 2014. № 4. URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=14117> (дата обращения: 10.06.2019).
6. Герман В. Ф. Надійність гідромашин і гідроприводів. Суми: Сумський державний університет, 2014. 84 с.
7. Никитин О. Ф. Надежность, диагностика и эксплуатация гидропривода мобильных объектов. Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. 318 с.
8. Фінкельштейн З. Л., Андренко П. М., Дмитренко О. В. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів: навч. посіб. Харків: НТУ «ХПІ», 2014. 308 с.
9. Научные проблемы машиностроения. Сборник научных статей. Москва: Наука, 1988.
10. Фатеева Н. М., Шевченко Н. Г., Фатеев О. М. Надійність гідропневмоагрегатів металорізального устаткування. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 41 (1213). P. 84–87.
11. Черкашенко М. В., Фатеева Н. Н. Оценка параметрической надежности гидропневмоагрегатов. XX Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». Матеріали конференції: Секція № 2 – Гідропневмоприводи системи мехатроніки (26–29 травня 2015 р., Київ). Київ, 2015. С. 92–94.
12. Голубев В. И. Монтаж, испытания и эксплуатация гидроприводов. Москва: МЭИ, 2000. 132 с.
13. Панченко В. О., Гусак О. Г., Папченко А. А., Хованський С. О. Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів: навч. посіб. Суми: СумДУ, 2015. 151 с.

14. Яхно О. М., Чебан В. Г., Финкельштейн З. Л., Лур'є З. Я., Чекмасова И. А. *Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода*. Киев: НТУ «КПИ», 2006. 216 с.
15. Богдан Н. В., Жилевич М. И., Красневский Л. Г. *Техническая диагностика гидросистем*. Минск: Белавтотракторостроение, 2000. 120 с.
16. Чиликин А. А., Трушин Н. Н. Сравнительный анализ современных методов диагностики состояния гидравлических систем. *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. 2014. Вып. 3. С. 117–127.
17. Додднавар Р. Андрис Барнард. *Гидравлические системы. Практическое руководство по обслуживанию и ремонту*. Москва: ООО «Группа ИДТ», 2007. 286 с.
18. Наземцев А. С., Рыбальченко Д. Е. *Пневматические и гидравлические приводы и системы. Часть 2*. Москва: Форум, 2004. 240 с.
19. Фатеев А. Н., Салыга Т. С., Красильник А. В., Ерёмин А. В. Методика диагностики и настройки гидравлических систем тестером гидравлическим ТГ-200. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 45 (1154). P. 106–110.
20. Черкащенко М. В., Фатеева Н. Н., Салыга Т. С., Радченко Л. Р. Позиционные гидропневмоагрегаты. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 45 (1154). С. 4–8.

#### References (transliterated)

1. Syritsyn T. A. *Ekspluatatsiya i nadezhnost' gidro- i pnevmoprivodov* [Operation and reliability of hydraulic and pneumatic actuators]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990. 248 p.
2. Kovalev M. A., Borodkin G. V. Kontrol' tekhnicheskogo sostoyaniya gidravlicheskikh sistem letatel'nykh apparatov na osnove monitoringa znachenii vyazkosti i urovnya chistoty rabochey zhidkosti [Monitoring the technical condition of aircraft hydraulic systems based on monitoring viscosity values and the level of working fluid purity]. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie* [Bulletin of the Samara University. Aerospace engineering, technology and engineering]. 2012, no. 7 (38), pp. 40–45.
3. Skritskiy V. Ya., Rokshevskiy V. A. *Ekspluatatsiya promyshlennyykh hidropivodov* [Operation of industrial hydraulic actuators]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984. 176 p.
4. Trukhanov V. M. *Nadezhnost' tekhnicheskikh sistem tipa podvizhnykh ustrojstv na etape ikh proektirovaniya i ispytaniya opytnykh obraztsov* [Reliability of technical systems such as mobile units at the stage of their design and testing of prototypes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2003. 320 p.
5. Volkov V. N., Burnistrov V. A., Timokhova O. M. Pokazateli nadezhnosti hidropivoda [Hydraulic drive reliability indicators]. *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya* [Modern problems of science and education]. 2014, no. 4. Available at: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=14117> (accessed 10.06.2019).
6. Herman V. F. *Nadiynist' hidromashyn i hidropyodiv* [Reliability of hydromachines and hydraulic drives]. Sumy, Sums'kyy derzhavnyy universytet Publ., 2014. 84 p.
7. Nikitin O. F. *Nadezhnost', diagnostika i ekspluatatsiya hidropivoda mobil'nykh ob'ektorov* [Reliability, diagnostics and operation of the hydraulic drive of mobile objects]. Moscow, MGTU im. N. E. Baumana Publ., 2006. 318 p.
8. Finkel'shteyn Z. L., Andrenko P. M., Dmytrychenko O. V. *Ekspluatatsiya, obsluhuvannya ta nadiynist' hidravlichnykh mashyn i hidropyodiv* [Operation, maintenance and reliability of hydraulic machines and hydraulic drives]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014. 308 p.
9. *Nauchniye problemy mashinostroeniya. Sbornik nauchnykh statey* [Scientific problems of engineering. Collection of scientific articles]. Moscow, Nauka Publ., 1988.
10. Fatyeyeva N. M., Shevchenko N. H., Fatyeyev O. M. *Nadiynist' hidropnevmoagregatov metalorizal'nogo ustrojstva* [Reliability of the hydraulic and pneumatic aggregates of the metal cutting equipment]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 41 (1213), pp. 84–87.
11. Cherkashenko M. V., Fateeva N. N. *Otsenka parametricheskoy nadezhnosti hidropnevmoagregatov* [Evaluation of parametric reliability of hydro-pneumatic units]. *XX Mizhnarodna naukovotoekhnichna konferentsiya "Hidroaeromekhanika v inzhenernyi praktyky". Materialy konferentsiyi: Sektsiya #2 – Hidropnevmpivodov systemy mechatroniki (26–29 travnya 2015 r., Kyiv)* [XX International Scientific and Technical Conference "Hydroaeromechanics in engineering practice". Materials of the conference: Section No. 2 – Hydropneumatic drives of the mechatronics system (May 26–29 2015, Kyiv)]. Kyiv, 2015, pp. 92–94.
12. Golubev V. I. *Montazh, ispytaniya i ekspluatatsiya hidropivodov* [Installation, testing and operation of hydrodrives]. Moscow, MEI Publ., 2000. 132 p.
13. Panchenko V. O., Husak O. H., Papchenko A. A., Khovans'kyy S. O. *Montazh, ekspluatatsiya ta remont hidromashyn i hidropnevmpivodiv* [Installation, operation and repair of hydromachines and hydro pneumatic drives]. Sumy, SumDU Publ., 2015. 151 p.
14. Yakhno O. M., Cheban V. G., Finkel'shteyn Z. L., Lur'e Z. Ya., Chekmassova I. A. *Raschet, proektirovanie i ekspluatatsiya ob'emnogo hidropivoda* [Calculation, design and operation of the volumetric hydraulic drive]. Kiev, NTTU "KPI" Publ., 2006. 216 p.
15. Bogdan N. V., Zhilevich M. I., Krasnevskiy L. G. *Tekhnicheskaya diagnostika hidrosistem* [Technical diagnostics of hydraulic systems]. Minsk, Belavtotraktorostroenie Publ., 2000. 120 p.
16. Chilikin A. A., Trushin N. N. *Sovremennyi analiz metodov diagnostiki sostoyaniya hidravlicheskikh sistem* [Comparative analysis of modern methods for diagnosing the state of hydraulic systems]. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki* [News of Tula State University. Technical science]. 2014, issue 3, pp. 117–127.
17. Doddannavar R., Andris Barnard. *Gidravlicheskie sistemy. Prakticheskoe rukovodstvo po obsluzhivaniyu i remontu* [Hydraulic systems. Practical maintenance and repair manual]. Moscow, ООО "Группа ИДТ" Publ., 2007. 286 p.
18. Nazemtsev A. S., Rybal'chenko D. E. *Pnevmaticheskie i hidravlicheskie privody i sistemy. Chast' 2* [Pneumatic and hydraulic actuators and systems. Part 2]. Moscow, Forum, 2004. 240 p.
19. Fateev A. N., Salyga T. S., Krasil'nik A. V., Eremin A. V. Metodika diagnostiki i nastroyki hidravlicheskikh sistem testerom hidravlicheskim TG-200 [Methods of diagnostics and adjustment of hydraulic systems with a hydraulic tester TG-200]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 45 (1154), pp. 106–110.
20. Cherkashenko M. V., Fateeva N. N., Fateev A. N., Salyga T. S., Radchenko L. R. *Pozitsionnye hidropnevmoagregaty* [Positional hydropneumatic units]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 45 (1154), pp. 4–8.

Поступила (received) 24.05.2019

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

**Фатеєва Надія Миколаївна (Фатеєва Надежда Николаевна, Fateieva Nadezhda)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідрравлічні машини» ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6955-5301>; e-mail: nadin\_yak@ukr.net

**Фатеєв Олександр Миколайович (Фатеев Александр Николаевич, Fatyeyev Aleksandr)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідрравлічні машини» ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9212-4507>; e-mail: fatyan1@ukr.net

### ЗМІСТ

<b>Линник А. В., Рябова С. А.</b> АО «ТУРБОАТОМ» – 85-летний период успеха и всемирного признания.....	3
<b>Фундаментальні дослідження .....</b>	11
<b>Сокол Є. І., Резинкіна М. М., Резинкін О. Л., Литвиненко С. А., Гриб О. Г.</b> Моделювання електричних полів в околі електропровідних стрижнів – близькавкоприймачів .....	12
<b>Русанов А. В., Хорев О. Н., Дедков В. Н.</b> Проектирование рабочего колеса радиально-осевой насос-турбины на условия Каневской ГАЭС .....	17
<b>Яхно О. М., Мамедов А. Н., Стась С. В.</b> Влияние поперечного магнитного поля на дестабилизацию потока в канале .....	25
<b>Аврунин Г. А., Самородов В. Б., Пелипенко Е. С., Мороз И. И.</b> Расчет объемного гидропривода подачи измельчителя древесных отходов с автовозвратом при перегрузках .....	30
<b>Yefimov A., Yesypenko T., Harkusha T., Kavertsev V., Berkutova T.</b> Computer-integrated components of the automated decision-making support system for operational and maintenance personnel of Nuclear Power Plants units with WWER .....	38
<b>Шевченко Н. Г., Гришин А. М., Коваль Е. С.</b> Исследование течения жидкости в зоне «спираль – статор» гидротурбины РО 310 с плоскими кольцами статора .....	45
<b>Тинянова І. І., Дранковський В. Е., Резва К. С., Косоруков О. В.</b> Моделювання гідродинамічних характеристик оборотної гідромашини .....	51
<b>Прикладні дослідження .....</b>	58
<b>Левченко О. В., Губарев О. П.</b> Функціональна структура системи гідроприводу при моделюванні його експлуатаційних режимів .....	59
<b>Рудевіч Н. В., Гриб О. Г., Піскуров М. Ф., Карплюк І. Т.</b> Реалізація математичної моделі асинхронізованого генератора в фазних координатах в середовищі Matlab.....	66
<b>Mironov K. A., Oleksenko Yu. Yu.</b> Research of fluid flow in two-dimensional and three-dimensional formulation in the flow part of a high-pressure Francis turbine .....	72
<b>Андренко П. М., Дмитрієнко О. В., Клітнай В. В., Миронов В. К.</b> Розробка клапана різниці тиску .....	77
<b>Огляди .....</b>	83
<b>Мигущенко Р. П., Черкащенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк А. І., Дорошенко А. В., Cherkashenko A.</b> Системы управления гидротурбин .....	84
<b>Крупа Е. С., Недовесов В. А.</b> Современное состояние программных комплексов CFD для численного исследования пространственного потока в гидромашинах .....	98
<b>Фатеева Н. Н., Фатеев А. Н.</b> Оценка показателей надежности гидрооборудования с учетом влияния величины рабочего давления .....	104

## CONTENTS

<i>Lynnyk A. V., Riabova S. A.</i> JSC «TURBOATOM» – 85 years of success and worldwide recognition.....	3
<b>Fundamentals</b> .....	11
<i>Sokol Y. I., Rezinkina M. M., Rezinkin O. L., Lytvynenko S. A., Gryb O. H.</i> Modeling of the electric fields in the vicinity of the conductive lightning rods.....	12
<i>Rusanov A. V., Khoryev O. N., Dedkov V. N.</i> The runner design of the radial-axial pump-turbine for the conditions of Kaniv PSPP.....	17
<i>Yakhno O., Mamedov A., Stas S.</i> Influence of transverse magnetic field on flow destabilization in the channel .....	25
<i>Avrunyn H. A., Samorodov V. B., Pelypenko E. S., Moroz Y. Y.</i> Calculation of volume hydraulic drive for feeding the chipper of wood waste with a return on overloads.....	30
<i>Yefimov A., Yesypenko T., Harkusha T., Kavertsev V., Berkutova T.</i> Computer-integrated components of the automated decision-making support system for operational and maintenance personnel of Nuclear Power Plants units with WWER .....	38
<i>Shevchenko N. G., Grishin A. M., Koval E. S.</i> Stydy of liquid flow in the "spiral – stator" area Francis turbine with stator flat rings .....	45
<i>Tynyanova I. I., Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S., Kosorukov O. V.</i> Modeling of the hydrodynamic characteristics of a reversible hydraulic machine .....	51
<b>Applied research</b> .....	58
<i>Levchenko O., Gubarev O.</i> Functional structure of the hydraulic system by modeling its operating modes.....	59
<i>Rudevich N. V., Hryb O. H., Piskurov M. F., Karpaliuk I. T.</i> Realization of mathematical model of asynchronized generator in phase coordinates in environment Matlab.....	66
<i>Mironov K. A., Oleksenko Yu. Yu.</i> Research of fluid flow in two-dimensional and three-dimensional formulation in the flow part of a high-pressure Francis turbine.....	72
<i>Andrenko P. M., Dmytriienko O. V., Klitnoy V. V., Myronov V. K.</i> Development of differential pressure control valve.....	77
<b>Reviews</b> .....	83
<i>Mygushenko R., Cherkashenko M., Potetenko O., Gasiyk O., Doroshenko O., Cherkashenko A.</i> Hydraulic turbin control systems.....	84
<i>Krupa E. S., Nedovesov V. A.</i> Actual status of CFD software complexes for numerical research of spatial flow in hydraulic machines .....	98
<i>Fatieieva N., Fatyeiev A.</i> Estimation of indicators of reliability of hydraulic equipment taking into account the influence of the value of working pressure .....	104

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»  
СЕРІЯ: ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ГІДРОАГРЕГАТИ**

**Збірник наукових праць**

№ 1'2019

Головний редактор: Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна  
Відповідальний секретар: Крупа Є. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна  
Технічні редактори: Фатєєва Н. М., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна;  
Резва К. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна

**АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ ТА ВИДАВЦЯ:** 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ»  
Кафедра «Гіdraulічні машини ім. Г. Ф. Проскури»  
Тел.: (057) 707-66-46. Тел./факс: (057) 707-63-49; e-mail: gmntukhpi@gmail.com

Підп. до друку 27.09.2019 р. Формат 60×90%. Папір офсетний.

Друк цифровий. Обл.-вид. арк. 10.

Наклад 50. Зам. № . Ціна договірна.

---

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