Всеукраїнський науково-технічний журнал

ПГП

Промислова гідравліка і пневматика

1(19)
2008

ISSN 1994-4691

Редакційна колегія:

Головний редактор:

к.т.н., проф. Середа Л.П.,
ректор ВДАУ (м. Вінниця)

Перший заступник головного редактора:

д.т.н., проф. Зайончковський Г.Й.,
президент АС ПГП (НАУ, м. Київ)

Заступники головного редактора:

д.т.н., проф. Струтинський В.Б. (м. Київ)
д.т.н., проф. Яхно О.М. (м. Київ)
к.т.н., проф. Іванов М.І. (м. Вінниця)
к.т.н., с.н.с. Бадах В.М (м. Київ)

Члени редакційної колегії:

д.т.н., проф. Анісімов В.Ф. (м. Вінниця)
д.т.н., проф. Берник П.С. (м. Вінниця)
д.т.н., проф. Гарькавий А.Д. (м. Вінниця)
д.т.н., проф. Лисогор В.М. (м. Вінниця)
д.т.н., проф. Іскович-Лотоцький Р.Д. (м. Вінниця)
д.т.н., проф. Бочаров В.П. (м. Київ)
д.т.н., проф. Лур'є З.Я. (м. Харків)

Секретаріат:
Відповідальний секретар:

к.т.н., доц. Переяславський О.М. (м. Вінниця)

Заступники відповідального секретаря:

д.т.н., проф. Луговський О.Ф. (м. Київ)
к.т.н., доц. Верба І.І. (м. Київ)

Асоційовані члени редакційної колегії від регіонів України:

д.т.н., проф. Кузнецов Ю.М. (м. Київ)
д.т.н., проф. Павленко І.І. (м. Кіровоград)
д.т.н., проф. Сахно Ю.О. (м. Чернігів)
д.т.н., проф. Усов А.В. (м. Одеса)
д.т.н., проф. Батлук В.А. (м. Львів)
д.т.н., проф. Михайлов О.М. (м. Донецьк)
д.т.н., проф. Нагорняк С.Г. (м. Тернопіль)
д.т.н., проф. Мельничук П.П. (м. Житомир)
д.т.н., проф. Ковальов В.Д. (м. Краматорськ)
д.т.н., проф. Фінкельштейн З.Л. (м. Алчевськ)
д.т.н., проф. Проволоцький О.Є. (м. Дніпропетровськ)
к.т.н., проф. Євтушенко А.О. (м. Суми)
д.т.н., проф. Осенін Ю.І. (м. Луганськ)
д.т.н., проф. Скляревський О.М. (м. Запоріжжя)
к.т.н., доц. Панченко А.І. (м. Мелітополь)
к.т.н. Кармугин Б.В. (м. Київ)
д.т.н. Трофімов В.А. (м. Київ)
к.т.н., доц. Жук В.М. (м. Львів)

ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

№1 (19) '2008

Всеукраїнський науково-технічний журнал

Журнал засновано у березні 2003 р.
Свідоцтво про реєстрацію КВ № 7033, видане Державним комітетом інформаційної політики, телебачення і радіомовлення України 7.03.2003 р.

Засновники: Вінницький державний аграрний університет, Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики

Номер друкується згідно з рішенням Вченої ради ВДАУ (протокол № 6 від 29.02.2008 р.)

Журнал рішенням президії ВАК України від 30 червня 2004 р. № 3-05/7 включено в перелік наукових фахових видань (бюлетень ВАК України, № 8, 2004 р.)

ЗМІСТ

До 50-річчя кафедри гідрогазових систем національного авіаційного університету

Г.Й. Зайончковський
Оцінка динамічних властивостей гідромеханічних рульових слідкуючих приводів 5

В.П. Бочаров, В.М. Бадах, В.Б. Струтинський
Про кавітацію в проточній частині струменевих гідравлічних підсилювачів високого тиску 12

В.А. Трофимов, А.Н. Лагуткин
Устойчивость и управляемость движения самолета по взлетно-посадочной полосе на малых скоростях 15

Б.В. Кармугин
Создание комплекса пневмогидроагрегатов для космических летательных аппаратов 18

А.И. Хлистун, Р.Н. Антонов
Моделирование тепловых режимов герметичных кабин транспортных самолетов на основе метода сосредоточенной емкости 23

М.М. Глазков, М.Г. Макаренко, Т.В. Тарасенко
Структура кавітаційних струменів у дросельних пристроях гідравлічних систем 31

Ю.С. Головко, С.С. Деркач
Дослідження ресурсних можливостей системи очищення робочої рідини гідравлічної системи літака 36

М.С. Кулик, І.О. Ластівка, П.І. Греков, К.І. Капітанчук
Дослідження методів зменшення теплової помітності літальних апаратів 46

В.Ф. Шмырев, С.В. Медведев
Энергетическая и весовая оптимизация самолетных водовакуумных систем 51

М.М. Глазков, Н.Г. Макаренко, И.Н. Резник
Изучение влияния кавитационной обработки на долговечность алюминиевых образцов 55

С.В. Медведев
Аспекти розвитку систем видалення відходів та водопостачання. Короткий огляд систем 58

Асоційовані зарубіжні члени редакційної колегії:

д.т.н., проф. Попов Д.М.
(м. Москва, Росія)
д.т.н., проф. Єрмаков С.О.
(м. Москва, Росія)
д.т.н., проф. Іванов Г.М.
(м. Москва, Росія)
д.т.н., проф. Нагорний В.С
(м. Санкт-Петербург, Росія)
д.т.н., проф. Орлов Ю.М.
(м. Перм, Росія)
д.т.н., проф. Чегодаєв Д.Є.
(м. Самара, Росія)
к.т.н., с.н.с. Малишев Є.А.
(м. Москва, Росія)
к.т.н., доц. Ащеулов О.В.
(м. Санкт-Петербург, Росія)
к.т.н., с.н.с. Колеватов Ю.В.
(м. Новосибірськ, Росія)
д.т.н., проф. Метлюк Н.Ф.
(м. Мінськ, Республіка Білорусь)
к.т.н., проф. Немировський І.А. (Ізраїль)
д.т.н., проф. Врублевський А. (Польща)

Адреса редакції:

21008, м. Вінниця
вул. Сонячна, 3,
Вінницький державний аграрний університет
тел.: (0432) 57-42-27, 43-72-30
e-mail: jornal@vsau.org

ГЛОБУС-ПРЕС

21021, м. Вінниця, 600-річчя, 15
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1077
тел. (10-38-0432) 67-37-91
факс (10-38-0432) 53-14-32
E-mail: globusp@svitonline.com

Технічний редактор О.А. Мельниченко
Комп'ютерна верстка О.В. Ступак
Коректор О.В. Петрова

Здано до набору 09.01.2008.
Підписано до друку 05.03.2008.
Формат 60x84/16.
Гарнітура JOURNAL.
Наклад 100 прим.

ЗМІСТ

Прикладна гідромеханіка, гідромашини і гідропневмоагрегати

В.А. Батлук, В.Г. Макарчук, Є.В. Романцов, Р.Ю. Сукач
Высокоефективное улавливание мелкодисперсной пыли в вихревых аппаратах принципиально нового типа 68

К.А. Хацко
Экспериментальная установка для исследования динамических характеристик роторов центробежных насосов на переходных режимах 68

В.Г. Неня, В.П. Захарченко
Зовнішнє проектування відцентрових насосів 71

Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва

З.Я. Лурье, В.Н. Дмитерко
Математические модели основных узлов компьютерной системы регулирования гидротурбины 75

А.А. Жук, В.С. Шевченко
Выбор основных параметров гидропривода горизонтальных силовых столов металлорежущего оборудования 80

Л.Г. Козлов, О.В. Петров, О.Л. Гайдамак
Дослідження характеристик мультирежимного клапана розподільника для гідроприводів мобільних робочих машин 85

Механізація сільськогосподарського виробництва

В.С. Лисенко, В.В. Черкасов, В.К. Буслов, Т.Г. Таурит
Вітроагрегат для автономного електропостачання в сільській місцевості 89

В.С. Шевченко, О.В. Брилевский
Расчет тяговой характеристики и выбор гидромашин для гидростатической трансмиссии погрузчика грузоподъемностью 1,5 тонны 93

Р.Д. Іскович-Лотоцький, Я.В. Іванчук
Розробка та дослідження гідроімпульсного привода вібророзвантажувача автомобіля-самоскида 96

В.С. Бойко, М.І. Сотник, С.О. Хованський
Підвищення енергетичної ефективності водопостачання локального об'єкту 100

УДК 621.65

В.С. Бойко, докт. техн. наук,
Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут"
М.І. Сотник, канд. техн. наук,
С.О. Хованський
Сумський державний університет, м. Суми

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВОДОПОСТАЧАННЯ ЛОКАЛЬНОГО ОБ'ЄКТУ

Рассмотрен вопрос повышения энергетической эффективности водоснабжения локального объекта. Рассмотрены различные варианты регулирования насосного агрегата, а также критерии расчета применения ступенчатого и комбинированного регулирования. В статье делается акцент на рассмотрение насосного агрегата водонасосной станции как комплекса насос–двигатель.

In given clause the question of increase of power efficiency of water supply of local object is considered. Various variants of regulation of the pump unit are considered, and also criteria of calculation of application of the step and combined regulation are considered. In clause the accent on consideration of the pump unit of water–pump station as complex the pump-engine is done.

Вступ

Водопостачання на сучасному етапі є складним комплексом інженерних споруд, машин і апаратів, які призначені для видобутку води з природних джерел, поліпшенню її якості, зберіганню, транспортуванню подачі та розподілу її між споживачами.

Однією з найважливіших проблем ефективного використання насосних агрегатів в системах водопостачання є узгодження гідравлічних параметрів мережі з оптимальною роботою насосів, при цьому найкращі результати досягаються тоді, коли при будь-якому коливанні витрати у мережі, відхилення параметрів насосного агрегату від оптимальних параметрів у робочій точці буде знаходитися у межах ± 10 % від максимального ККД. Також необхідно зважати на те, що енергоефективність роботи насосних агрегатів, тобто відношення кількості затраченої енергії електродвигуна (ΔP) до кількості перекачуваної води насосом (ΔQ), була б величиною постійною при наближенні кількості витраченої енергії електродвигуна (ΔP) до мінімуму.

$$\frac{\Delta P}{\Delta Q} = const, \text{ при } \Delta P \to \min.$$

Сучасні водонасосні станції систем водозабезпечення великих промислових об'єктів та міст, на жаль, були спроектовані не завжди з урахуванням вищезазначеної умови. При їх проектуванні вибирався стандартний ряд насосів, що були розраховані на максимальну подачу, та не завжди враховувалися особливості паралельної узгодженої роботи насосних агрегатів на мережу.

З досвіду можна сказати, що регулювання на більшості водонасосних станцій відбувається здебільшого засувкою, що не враховує енергоефективність роботи насосних агрегатів у нічні години, коли при зменшенні витрати води споживана потужність електродвигуна насосного агрегату не зменшується, і енерговитрати є максимальними, виходячи із показника кількості витраченої електроенергії на перекачування 1 $м^3$ води.

Зважаючи на економічні показники та аналіз динаміки цін на енергоносії, основною задачею при реконструкції та модернізації систем водопостачання є підвищення енергоефективності роботи насосних агрегатів.

Актуальність дослідження

На сьогодні у зв'язку з реформуванням житлово-комунального господарства та підвищенням вартості енергоносіїв актуальним є питання оптимізації режимів роботи обладнання та зменшення витрати енергоносіїв, що використовуються в житлово-комунальному господарстві при наданні послуг з водопостачання та водовідведення. Основним споживачем електроенергії в системі водопостачання є насосні агрегати. Питома вага енерговитрат в тарифах на зазначенні послуги складає більше 50 %, тому питання ефективності використання насосного обладнання є першочерговим.

Основна частина

В напірних системах принципово важливі дві фізичні величини, які характеризують водозабезпечення кінцевого споживача. Основними гідравлічними параметрами перебігу технологічного процесу є витрата (продуктивність) і тиск (напір), всі інші є непрямими по відношенню до кінцевого споживача. Основні гідравлічні параметри жорстко пов'язані між собою, і змінити будь-який з них, не змінюючи інший, неможливо. Керувати основними параметрами насосної станції, тобто здійснювати цілеспрямовану їх зміну, можливо тільки змінюючи $H(Q)$ характеристики насосної станції. Підкачуюча станція повинна забезпечувати водою з основними гідравлічними показниками кожного споживача, підключеного до мережі, тобто узгоджувати вихідні параметри насосних агрегатів з потребою споживачів, які є активними в даний момент часу, незалежно від їх кількості.

Основною вимогою до підкачуючих насосних станцій, що працюють на мережу незалежних один від одного споживачів, є необхідність підтримки тиску у мережі таким чином, щоб тиск у конкретного спожива-

ча знаходився у межах допустимого відхилення від номінального у всьому діапазоні зміни витрат. Але враховуючи те, що насосну станцію зі споживачами пов'язують різні гідравлічні опори і геодезичні відмітки, то основні гідравлічні параметри водозабезпечення для всіх споживачів не можуть бути однакові. Споживачі, розташовані ближче до насосних станцій, завжди мають надлишковий тиск.

Основним критерієм роботи підкачуючої насосної станції є оптимізація її економічних показників (енергоресурсозбереження) і забезпечення основних гідравлічних параметрів у кінцевого споживача.

Згідно основної вимоги до підкачуючих станцій, регулюючим параметром є тиск. Якщо в мережі забезпечується стабільний тиск, то необхідність в регулюванні витрати зникає, таке водозабезпечення називається водозабезпечення «за потребою». Тобто при водозабезпеченні, організованому «за потребою», споживання задається споживачами, а завдяки безперервності потоку витрата повинна дорівнювати споживанню. Якщо на вході споживача встановити номінальний тиск, то завдяки наявному гідравлічному опору, його номінальна витрата встановиться автоматично. Значення витрат можуть змінюватися в широких діапазонах, до того ж причини цих змін є зовнішніми для насосних станцій. Єдиним виключенням може бути розрив суцільності потоку в моменти інтенсивних перехідних процесів. Зміна споживання викликає відхилення в гідравлічній мережі, які необхідно компенсувати, отже споживання є тією величиною, заради якої необхідна система регулювання. Струм і потужність електродвигунів насосних агрегатів є вже функцією витрати.

В житлово-комунальному господарстві при зміні добового споживання води режими роботи насосного обладнання змінюються в широкому діапазоні. Цей діапазон, в основному, складає від 0,3–1,25 $Q_{ном}$ насосу. При зміні характеристик мережі, насос починає працювати на режимах, які відрізняються від оптимального. При цьому ефективність його роботи знижується. Крім того, при роботі на режимах більше оптимального, насос не створює в системі необхідного тиску, а при роботі в режимах менше оптимального, надлишковий тиск необхідно дроселювати, що призводить до додаткових втрат. Робота насосу в режимах 0,3–0,5 $Q_{ном}$ призводить до ряду проблем, пов'язаних з підвищенням вібрації насосу, виникнення нестаціонарних осьових і радіальних сил, що може привести до виходу з ладу опорних та ущільнюючих вузлів. Отже оптимальною робочою зоною експлуатації насосу вважається зона, що лежить в межах 0,7–1,2 від оптимальної подачі.

Принципово можливими є два способи зміни характеристик $H(Q)$ насосної станції: ступенева і безступенева. При ступеневому способі регулювання зміна характеристик станції досягається шляхом зміни кількості працюючих насосів. Величина "кроку" перемикання залежить від витрати та виду характеристик одиничного насосу.

Ступеневе регулювання є найбільш простим та дешевим, тому зміна характеристик шляхом переключення числа нерегульованих насосів знайшло велике застосування на більшості підвищуючих насосних станціях в Україні, Росії та за кордоном. Продуктивність (подача) роботи одного насосного агрегату, як правило, є більшою за споживання в години мінімального розбору споживачами. В деяких випадках, для запобігання роботи потужних насосів з малим навантаженням і, відповідно, з малим ККД, застосовують допоміжні насоси, які мають подачу, близьку до витрати в години мінімального розбору води споживачами, як правило це нічний час з 23 до 5 години. Існує також закордонний досвід, коли в деяких випадках для зменшення кроку дискретності, окрім допоміжних і головних, застосовується третій вид насосів, подача яких менше, ніж у головного. Він відіграє роль розмінного і вмикається, коли витрата завелика для допоміжного та замала для головного насосу [1].

Коли регулювання здійснюється зміною кількості працюючих насосів, стрибок напору при переході від одного насосу до іншого залежить від пологості (крутизни) характеристик. Підкачуючі насосні станції третього підйому, які проектувалися за часів СРСР, в основному укомплектовані консольними насосними агрегатами типу 4К8 з робочими параметрами $H = 55$ *м* і $Q = 90$ $м^3/год$, зміна напору яких при переключенні досягає 10 %. У випадку застосування насосів 4К12, що мають характеристики з великим нахилом, стрибок досягає 20 %.

Підкачуючі насосні станції третього підйому укомплектовані насосами з вузьким діапазоном роботи в економному режимі. Це зумовлено тим, що промисловість СРСР не випускала насоси високого напору і малої подачі для зазначених станцій, крім того, методика розрахунку необхідної подачі враховувала максимальне значення потреби мережі, з урахуванням подальшого росту кількості споживачів. Це є причиною того, що в деяких режимах водопостачання насоси змушені працювати в неекономічних режимах, що призводить до зниження ККД водопостачання в цілому.

При ступеневому регулюванні паралельна робота декількох насосів має межу раціонального використання. При паралельній роботі двох насосів, їх характеристики мають вигляд парабол, які зустрічно перетинаються, тобто паралельна робота двох насосів не подвоює, а трьох не потроює загальну подачу. Якщо ж включити у паралельну роботу четвертий насос то він ще менше збільшить загальну подачу, а включення п'ятого та послідуючих може виявитися неефективним та економічно недоцільним.

При безступеневому регулюванні гідравлічних параметрів відцентрових насосів, працюючих на мережу, найбільше застосування отримали наступні засоби:

- зміна частоти обертання робочого колеса насосу за допомогою впливу на його привод;
- регулювання гідравлічного опору на виході насосу, що здійснюється шляхом зміни прохідного перерізу регулюючого органу (дроселювання);
- частковий відбір води шляхом зміни перерізу регулюючого органу на трубопроводі зворотного зливу.

При безступеневому регулюванні в залежності від властивостей системи управління і виконавчих механізмів можливе будь-яке найменше зміщення характеристик і більш точне регулювання гідравлічних параметрів.

При зміні частоти обертання робочого колеса насосу його характеристики у першому приближенні переміщуються паралельно до самих себе, тобто за допомогою плавної зміни частоти обертів електродвигуна можна досягнути плавної зміни як подачі, так і напору в широкому діапазоні.

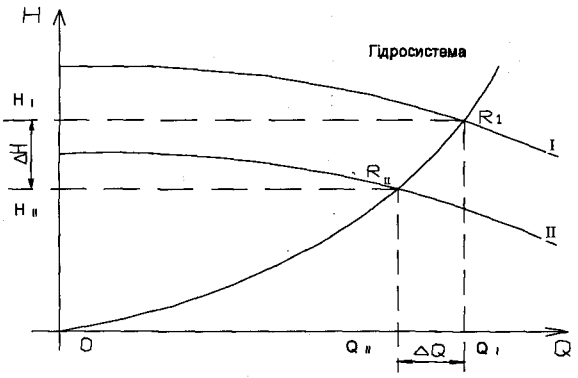

Рис. 1. Регулювання насоса за допомогою зміни кутової швидкості обертання вала.

На рис. 1 показано, що при зменшенні частоти обертання вала насосу від n_I до n_{II} напірна характеристика $H(Q)$ переміщується з положення *I* в положення *II*, робоча точка R_I переходить в R_{II}. Подача і напір зменшуються відповідно $\Delta Q = Q_I - Q_{II}$, $\Delta H = H_I - H_{II}$. ККД насоса при цьому практично не зменшується.

Аналітично розрахувати числові значення параметрів при регулюванні зміною частоти обертання вала з n_I до n_{II} можна наступним чином [2]:

$$Q_{II} = Q_I \frac{n_{II}}{n_I}; \quad H_{II} = H_I \left(\frac{n_{II}}{n_I}\right)^2;$$

$$N_{II} = N_I \left(\frac{n_{II}}{n_I}\right)^3.$$

Досвід застосування частотно-регульованого електропривода насосного агрегату на насосних станціях показав його перевагу над нерегульованими за рахунок: зниження електроспоживання до 60 %; зниження витрат води на 25 %; усунення гідроударів.

До числа переваг даного способу регулювання можна віднести економічність, плавність та технологічність. До недоліків частотного регулювання можна віднести збільшення капітальних витрат на насосний агрегат за рахунок збільшення вартості привода електродвигуна та підвищення вимог до обслуговуючого персоналу.

На сьогодні з'явилася можливість орієнтуватись на частотні перетворювачі, освоєні вітчизняними виробниками, які при нижчій питомій вартості (90–100 *дол. США/кВт*) не поступаються за своїми техніко-економічними параметрами закордонним аналогам.

Сьогодні також альтернативою частотним регуляторам є керовані гідромуфти (наприклад виробництва TWIN DISC (Бельгія), які завдяки своєму конструктивному вирішенню та здатністю швидкого і точного керування, дають можливість змінювати швидкість обертання робочого колеса насосу в широкому діапазоні зміни потужності електродвигунів (від 250 до 3000 *кВт*). Вищезазначений пристрій дає можливість використання дешевих асинхронних двигунів з короткозамкненим ротором, а також здійснювати керування в ручному або автоматичному режимах.

Регулювання засувкою (дроселювання) на вихідній лінії насоса є малоефективне, оскільки пов'язане з великими невиправданими втратами енергії (вся потужність, затрачувана на створення тиску води перед засувкою, втрачається марно).

Способи дроселювання та зворотного відбору, пов'язані з втратами енергії та низьким, у порівнянні з частотним регулюванням, ККД. Але зважаючи на те, що реалізація вищезазначених способів відносно малозатратна і не потребує складних технічних рішень, дані способи узгодження параметрів мережі та насосних станцій третього підйому мають місце у вітчизняній практиці.

Також необхідно зазначити, що при роботі групи насосних агрегатів, паралельно працюючих на мережу, не має необхідності у регулюванні всіх насосів групи. В такому випадку необхідне і достатнє регулювання лише одного насосу групи, тобто регулювання системи здійснюється за допомогою одного регульованого і декількох нерегульованих насосних агрегатів, що дає можливість з більшою точністю регулювати напір у мережі і одночасно змогу нерегульованим насосним агрегатам постійно працювати в режимі близькому до номінального. Такий спосіб узгодження параметрів мережі і групи насосних агрегатів називається комбінованим регулюванням і є енергозаощадливим.

При виборі варіанту регулювання роботи насосних станцій пропонується враховувати наступні моменти: загальну кількість води, яка має бути передана водогоном, режими споживання води протягом доби, мінімальну та максимальну подачу при виборі кроку регулювання, кількість насосного обладнання, з точки зору енергоефективності роботи насосної станції, та економічної доцільності при розрахунку капітальних витрат. Глибину регулювання частоти слід приймати ± 10 % від номіналу, виходячи з умов роботи електродвигуна (при навантаженні двигуна на 50 % і менше відбувається різке зниження його ККД, що спричиняє зменшення енерго-ефективності як електродвигуна, так і насосного агрегату в цілому). Тому при розгляді роботи водонасосної станції необхідно розглядати роботу насосного агрегату у комплексі двигун–насос.

Висновки

1. Керування гідравлічними параметрами напірної мережі є цілеспрямована зміна $H(Q)$ характеристик насосної станції. Основним критерієм при виборі способів регулювання подачі насосного агрегату є розгляд і оцінка співвідношення витрат на впровадження та економії витрат при експлуатації.

2. При організації водопостачання «за потребою» слід віддати перевагу більш точному комбінованому методу з огляду на можливість більш «тонкого» регулювання подачі.

3. При розгляді роботи водонасосної станції необхідно розглядати роботу насосного агрегату у комплексі двигун-насос.

Література

1. Кравченко В.С. Водопостачання та каналізація: Підручник. — Кондор, 2007. — 288 с.

2. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. 2-е изд., перераб. и доп. — М; Л.: Машиностроение, 1966. — 364 с.

3. Технология водоснабжения / А.Е. Белан.—К.: Наук. думка, 1985.—264 с.