

ISSN 1995-0519
ISSN 2072-8263

ВІСНИК

КРЕМЕНЧУЦЬКОГО
ДЕРЖАВНОГО
ПОЛІТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
імені Михайла
Остроградського



Випуск 4/2009 (57) Частина 1

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кременчуцький державний політехнічний університет
імені Михайла Остроградського

В І С Н И К

Кременчуцького державного
політехнічного університету
імені Михайла Остроградського

№ 4/2009 (57)
частина 1

- Електромеханічні системи та автоматизація
- Електричні машини і апарати
- Енергетика та енергоресурсозбереження
- Діагностика в електромеханічних і енергетичних системах
- Інформаційні системи і моделювання
- Електронні апарати, комп'ютерна техніка і інформаційно-вимірювальні технології
- Нанотехнології та нові матеріали
- Нові технології в машинобудуванні
- Транспорт. Дорожні та будівельні машини
- Фізичні процеси гірничого виробництва
- Екологічна безпека
- Природничі науки
- Гуманітарні науки
- Економічні та маркетингові дослідження виробничо-підприємницької діяльності
- Проблеми вищої школи
- Ювілейні дати
- Короткі повідомлення (листи до редакції)

Кременчук – 2009

ISSN 1995–0519

ISSN 2072–8263

Відповідно до постанови президії ВАК України від 09.06.1999 року № 1-05/7 збірник пройшов реєстрацію і внесений до Переліку № 1 фахових видань, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата технічних наук.

Друкується за рішенням Вченої ради Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського (протокол ВР № 6 від 23.04.2009 р.).

Свідоцтво про державну реєстрацію серії КВ № 12637–1521 ПР від 04.05.2007 р.

Збірник публікує статті, які містять нові теоретичні та практичні результати в галузях технічних, природничих та гуманітарних наук.

Редакційна рада:

Андрусенко О. М., д. т. н., проф.; Артамонов В. В., д. т. н., проф.; Воробйов В. В., д. т. н., проф.; Єлізаров О. І., д. ф. — м. н., проф.; Загірняк М. В., д. т. н., проф. (голова ради); Никифоров В. В., к. б. н., доц. (відповідальний секретар); Козловська Т. Ф., к. х. н. доц. (технічний редактор); Комір В. М., д. т. н., проф.; Луговой А. В., к. т. н., проф. (заступник голови); Маслов О. Г., д. т. н., проф.; Родькін Д. Й., д. т. н., проф.; Саленко О. Ф., д. т. н., проф.; Сінчук О. М., д. т. н., проф.; Сокур М. І., д. т. н., проф.; Солтус А. П., д. т. н., проф.; Хоменко М. М., д. е. н., проф.; Шмандій В. М., д. т. н., проф.; Юрко О. А., д. т. н., проф.

© Науково-дослідна частина, 2009 р.

ISSN 1995–0519

ISSN 2072–8263

| | |
|--|----|
| НАШІ ЮБЛЯРИ. РОДЬКІН ДМИТРО ЙОСИПОВИЧ (ДО 70 РІЧЧЯ) | 8 |
| ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНІ СИСТЕМИ ТА АВТОМАТИЗАЦІЯ | |
| ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПРИВОДНОЙ ЗВЕЗДОЧКИ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ УСИЛИЯ В РАБОЧЕМ ОРГАНЕ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЙЕРА СР72 <i>Осичев А.В., Ткаченко А.А.</i> | 10 |
| СРАВНИТЕЛЬНОЕ ТЕСТИРОВАНИЕ АЛГОРИТМОВ ВЕКТОРНОГО И ЧАСТОТНОГО УПРАВЛЕНИЯ МОМЕНТОМ АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ В ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ПАССАЖИРСКОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА <i>Пересада С. М., Ковбаса С. Н., Бовкунович В.С.</i> | 13 |
| СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ С ПЛАВНЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ ДЕМПФИРОВАНИЯ УПРУГИХ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ <i>Майданский И.Я., Алтухов Е.И., Гузенко Ю.М., Козаченко А.В.</i> | 17 |
| МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ МОСТОВОГО КРАНА ИЗ ЕГО МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ <i>Орловский И.А., Бут Ю.С.</i> | 21 |
| СИНТЕЗ РЕГУЛЯТОРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ФОРМОЮ ШТАБИ ПРОКАТУ НА ОСНОВІ КОНЦЕПЦІЇ ЗВОРОТНОЇ ЗАДАЧІ ДИНАМІКИ ПРИ МІНІМІЗАЦІЇ ЛОКАЛЬНИХ ФУНКЦІОНАЛІВ МИТТЄВИХ ЕНЕРГІЙ <i>Попович М.Г., Островерхов М.Я.</i> | 25 |
| ГИБРИДНАЯ СИНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ПРИВОДА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА <i>Юрченко О.Н., Будников В.Н.</i> | 29 |
| СИНТЕЗ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ЗІ ЗМІННИМ ХАРАКТЕРИСТИЧНИМ ПОЛНОМОМ <i>Садовой О.В., Шеремет О.І.</i> | 32 |
| СИНТЕЗ СТРУКТУРИ ПРИСТРОЮ КЕРУВАННЯ ЗАПУСКОМ ДВИГУНА ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ <i>Мошноріз М.М.</i> | 36 |
| СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ВЕКТОРНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ БЕЗ ДАТЧИКА СКОРОСТИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПЕРЕМЕННОГО ТОКА ЭКТ4 <i>Чепкунов Р.А., Мельников А.П., Свобода В.А.</i> | 40 |
| ЕЛЕКТРИЧНІ МАШИНИ І АПАРАТИ | |
| АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА СИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЛИНЕЙНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ С КОАКСИАЛЬНОЙ МАГНИТНОЙ СИСТЕМОЙ <i>Милых В.И., Ткаченко С.В.</i> | 44 |
| СНИЖЕНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ПОТЕРЬ В АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ПРИ ПИТАНИИ ОТ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ ЭНЕРГИИ <i>Сьянов А.М., Качура А.В., Кулик М.В.</i> | 48 |
| ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ОБРЫВЕ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ ВЕТВИ ФАЗНОЙ ОБМОТКИ СТАТОРА <i>Федоров М.М., Ткаченко А.А.</i> | 51 |
| БАЛАНС СИЛ ПРИ МАГНІТНІЙ СЕПАРАЦІЇ НАНОЧАСТИНОК <i>Андрусенко О.М., Некрасов А.В., Волканін Є.Є.</i> | 55 |
| ЗАСТОСУВАННЯ ТРАНСФОРМАТОРА СТРУМУ В МІКРОПРОЦЕСОРНІЙ СИСТЕМІ КЕРУВАННЯ РЕЗОНАНСНОЮ ВІБРОМАШИНОЮ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ <i>Гуров А.П., Черно О.О., Новогрецький С.М.</i> | 59 |
| СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ СТВОРЕННЯ ТЯГОВИХ ЕЛЕКТРИЧНИХ МАШИН НОВОГО ПОКОЛІННЯ НА ДПІ ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ» <i>Іванов В.О.</i> | 62 |

| | |
|--|-----|
| СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ЦЕНТРА ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОБОРУДОВАНИЯ ГП ЗАВОД «ЭЛЕКТРОТЯЖМАШ» <i>Карпенко В.В.</i> | 66 |
| АНАЛИТИЧЕСКОЕ ВЫРАЖЕНИЕ УСЛОВИЙ СИНХРОННОГО ОТКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА В ВАКУУМЕ <i>Гилёв А.А., Данилов В.Н., Миронов В.С.</i> | 71 |
| СТАРЕНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН В ХОДЕ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ И РЕМОНТА <i>Прус В.В.</i> | 74 |
| ДІАГНОСТИКА В ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ І ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМАХ | |
| ОЦІНЮВАННЯ ВПЛИВУ НЕЯКІСНОСТІ НАПРУГИ ЖИВЛЕННЯ НА ВІБРОХАРАКТЕРИСТИКИ АСИНХРОННИХ ДВИГУНІВ <i>Калінов А.П., Мамчур Д.Г., Браташ О.В., Простак О.І.</i> | 78 |
| ВОЗДЕЙСТВИЕ МОДУЛИРОВАННОГО НАПРЯЖЕНИЯ НА АСИНХРОННЫЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ДВИГАТЕЛЬ, НАХОДЯЩИЙСЯ НА КРИТИЧЕСКОМ РАССТОЯНИИ ОТ ИСТОЧНИКА ПИТАНИЯ <i>Стжелецки Р., Синчук О.Н., Луговой А.В., Полещук П.И., Буйвол Б.А.</i> | 82 |
| МЕТОД ТЕХНІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ СЕРДЕЧНИКІВ СТАТОРІВ АСИНХРОННИХ ДВИГУНІВ <i>Суторміна А.О., Прус В.В.</i> | 87 |
| ВЕЙВЛЕТ-АНАЛИЗ ПРЕДАВАРИЙНЫХ РЕЖИМОВ СИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ НАСТРОЙКИ ИХ ЗАЩИТ <i>Черный А.П., Лашко Ю.В., Киба И.И., Остапенко Е.В.</i> | 91 |
| ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИВОЙ НАМАГНИЧИВАНИЯ АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ СРЕДСТВАМИ ЧАСТОТНОГО ПРИВОДА <i>Осадчук Ю.Г., Козакевич И.А.</i> | 95 |
| МЕТОД ДІАГНОСТИКИ ПОШКОДЖЕНЬ СТРИЖНІВ РОТОРА <i>Калінов А.П., Ухань Ж.І., Урдіп І.В.</i> | 98 |
| ІНФОРМАЦІЙНІ СИСТЕМИ І МОДЕЛЮВАННЯ | |
| РАЗРАБОТКА SIMULINK-МОДЕЛЕЙ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ЯВНОПОЛЮСНЫХ СИНХРОННЫХ МАШИН В ОРТОГОНАЛЬНЫХ КООРДИНАТАХ <i>Полшов Е.В., Мотченко А.И., Степанов А.Н., Руднев Е.С.</i> | 102 |
| МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С УЧЕТОМ ВИДА НАГРУЗКИ <i>Чермалых В.М., Чермалых А.В., Данилин А.В., Майданский И.Я.</i> | 107 |
| ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО СИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА МЕТОДОМ ВИРТУАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ <i>Чермалых В.М., Чермалых А.В., Майданский И.Я., Кузнецов В.В.</i> | 112 |
| МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ЩЕТОЧНО-КОЛЛЕКТОРНОГО УЗЛА МАШИНЫ ПОСТОЯННОГО ТОКА <i>Ивченков Н.В.</i> | 119 |
| АВТОМАТИЧНИЙ МОНІТОРИНГ ЧАСОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОБЧИСЛЮВАЛЬНИХ СИСТЕМ <i>Шабатура Ю.В., Штельмах І.М.</i> | 122 |
| АЛГОРИТМ ДИНАМІЧНОГО РОЗПОДІЛУ ПАМ'ЯТІ <i>Довгалець С.М., Борщова І.П.</i> | 125 |
| ОДНОПОСТОВОЙ АВТОНОМНЫЙ СВАРОЧНЫЙ КОМПЛЕКС. ЧАСТЬ 2: АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ, РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ <i>Мазуренко Л.И., Джюра А.В., Дынник Л.Н.</i> | 128 |

ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕНЕРГОРЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ

| | |
|--|-----|
| СТРУКТУРА КОМПЛЕКСНОЇ СИСТЕМИ ЗАЩИТИ ТЯГОВОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДА КОНТАКТНОГО ДВУХОСНОГО ЕЛЕКТРОВОЗА ОТ ПСЕВДОАВАРИЙНЫХ И АВАРИЙНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ <i>Синчук О.Н., Синчук И.О., Коваль О.А.</i> | 133 |
| ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ПОЛИГАРМОНИЧЕСКИМ ПИТАНИЕМ <i>Коренькова Т.В., Ковальчук В.Г.</i> | 138 |
| НЕПРЕРЫВНАЯ ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ ИЗОЛЯЦИИ ПРИСОЕДИНЕНИЙ СОБСТВЕННЫХ НУЖД 6 КВ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ <i>Гребченко Н.В., Сидоренко О.А., Стиридонова М.В., Бельчев И.В.</i> | 142 |
| МОДЕЛЮВАННЯ КОМПЛЕКСНОГО ПОВЕРХНЕВОГО СТРУМУ ВИТОКУ ОПОРНИХ ІЗОЛЯТОРІВ КОМПЛЕКТНИХ РОЗПОДІЛЬЧИХ ПРИСТРОЇВ <i>Плешков П.Г., Серебренников С.В., Сіріков О.І.</i> | 145 |
| ТЯГОВЫЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД ПОСТОЯННОГО ТОКА С IGBT-ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯМИ НАПРЯЖЕНИЯ РУДНИЧНЫХ КОНТАКТНЫХ ЭЛЕКТРОВОЗОВ И С УПРАВЛЕНИЕМ ПО СИСТЕМЕ МНОГИХ ЕДИНИЦ <i>Ключка А.С.</i> | 149 |
| ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ТЯГОВЫМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ТРОЛЛЕЙБУСА <i>Федорченко Н.Л.</i> | 152 |
| ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СТАНУ ПІДШИПНИКА КОЧЕННЯ НА ВІБРАЦІЙНІ ПРОЦЕСИ ЕЛЕКТРИЧНОЇ МАШИНИ <i>Гаврилець Г.О., Конох І.С.</i> | 156 |
| ЕЛЕКТРОМАГНІТНІ ПРОЦЕСИ В СИЛОВИХ АКТИВНИХ КОМПЕНСАТОРАХ НЕАКТИВНИХ СКЛАДОВИХ ПОТУЖНОСТІ <i>Колб А.А.</i> | 160 |
| МЕТОД ВИЯВЛЕННЯ ОБРИВУ ЛІНІЇ В ПОВІТРЯНИХ РОЗПОДІЛЬНИХ МЕРЕЖАХ НАПРУГОЮ 6-35кВ <i>Кутіна М.В., Люхін М.О.</i> | 166 |
| АНАЛІЗ ЧАСТОТНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ ВОДОПОСТАЧАННЯ З МЕТОЮ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ <i>Бойко В.С., Неня В.Г., Сотник М.І., Хованський С.О.</i> | 168 |
| ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РЕЖИМУ НАВАНТАЖЕННЯ ЕЛЕКТРИЧНИХ МАШИН ПОСТІЙНОГО СТРУМУ НА МЕРЕЖУ ЖИВЛЕННЯ ТА ПАРАМЕТРІВ МЕРЕЖІ НА РЕЖИМ НАВАНТАЖЕННЯ <i>Ломонос А.І., Кармазін І.М.</i> | 172 |
| ОЦІНКА РЕЖИМУ РОБОТИ ТРАНЗИСТОРНОГО ПЕРЕТВОРЮВАЧА З КОНДЕНСАТОРНОЮ БАТАРЕЄЮ НА КОМПЕНСАЦІЮ РЕАКТИВНОЇ СКЛАДОВОЇ СТРУМУ СПОЖИВАЧА <i>Давидов О.Ю., Бялобржеський О.В.</i> | 176 |
| ИССЛЕДОВАНИЕ НА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ, ПРОИСХОДЯЩИХ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ РУДНИЧНОГО ЭЛЕКТРОВОЗА АМ8 ПРИ РАЗНЫХ СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ <i>Буряковский С.Г., Рафальский А.А.</i> | 180 |
| ИССЛЕДОВАНИЕ НА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ СТРЕЛОЧНОГО ПЕРЕВОДА С УЧЕТОМ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ <i>Буряковский С. Г., Смирнов В.В.</i> | 183 |
| <i>Правила оформлення статей до збірника</i> | 187 |
| <i>Список авторів</i> | 189 |

УДК 621.65

АНАЛІЗ ЧАСТОТНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ ВОДОПОСТАЧАННЯ З МЕТОЮ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

Бойко В.С., д.т.н., проф.

Національний технічний університет України "КПІ"

Неня В.Г., к.т.н., доц., Сотник М.І., к.т.н., доц., Хованський С.О., асп.

Сумський державний університет

40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2

E-mail: serg_83@ukr.net

В данной статье рассмотрен вопрос повышения энергетической эффективности водоснабжения путем применения частотного регулирования при условии поддержания постоянного давления. Рассмотрено влияние формы напорной характеристики насоса на эффективность регулирования. Показано, что увеличение наклона Q-H характеристики насоса увеличивает глубину регулирования и повышает энергетическую эффективность использования насосного агрегата.

Ключевые слова: энергосбережение, насос, гидравлическая сеть, частотное регулирование.

In given clause the question of increase of power efficiency of water supply by application of frequency regulation under condition of maintenance of constant pressure is considered. Influence of the form of the pressure head characteristic of the pump on efficiency of regulation is considered. It is shown, that the increase in inclination Q-H of the characteristic of the pump increases depth of regulation and raises power efficiency of use of the pump unit.

Key words: energy saving, the pump, a hydraulic network, frequency regulation.

Вступ. В умовах постійного зростання дефіциту енергетичних ресурсів та цін на них, все більша увага приділяється питанням розробки відповідного енергоефективного обладнання та технологій.

Регулювання роботи насосної установки має на меті зміну основних її параметрів: подачі Q і напору H , при цьому змінюються значення споживаної потужності N і ККД. Регулювання може здійснюватися впливом на елементи мережі водопостачання (зі зміною характеристики мережі) або ж впливом на насосний агрегат (зміною форми і положення характеристики насоса). Можливість впливу на насос з метою зміни його характеристики повинна бути передбачена в конструкції насосного агрегату.

Аналіз попередніх досліджень. У напрямку регулювання роботи насосних установок і узгодження характеристик насоса і мережі водопостачання вітчизняними та закордонними науковцями проведено значну кількість досліджень і розробок [1-4]. Застосування теорії подібності дало змогу отримати залежності для визначення впливу частоти обертання робочого колеса насоса на його параметри. Проте, ця інформація носить розрізнений характер і не дозволяє виконати кількісний аналіз енергоспоживання при водопостачанні, порівняти різні варіанти, адже майже завжди інформація подається у якісному вигляді з поясненням фізичних основ регулювання.

Мета роботи. Розробити формалізовану методику аналізу регулювання відцентрових насосів, шляхом зміни частоти обертів робочого колеса, при умові забезпечення сталого тиску у споживача та дослідити вплив різних факторів на підвищення енергетичної ефективності водопостачання.

Матеріал та результати досліджень. Відцентрові насосні агрегати є одними з основних загальноприйнятих енергетичних машин для транспортування рідини, котрі мають значний потенціал енергозбереження. Останнім часом широко застосовується впровадження електроприводів насосних агрегатів на базі перетворювачів частоти електричного струму з ключовими елементами, що дає можливість реалізації економічних способів зміни режимів роботи насосного агрегату шляхом плавної зміни частоти обертання робочого колеса відцентрового насоса. Однак економічна ефективність впровадження регульованого електроприводу відцентрових насосів залежить від багатьох факторів і потребує подальшого дослідження і обґрунтування.

Напірна характеристика опору водопровідної мережі H_m залежить від гідравлічних параметрів самої мережі і господарської діяльності споживача та технологічних процесів, які її супроводжують. Якщо гідравлічні параметри мережі (довжина, діаметри, шорсткість трубопроводів, геодезичні відмітки насосної станції і споживачів) майже не змінюються в часі, то господарська діяльність має випадковий характер, який зумовлений хаотичністю включення або відключення окремих споживачів (кранів, затворів, тощо). Тому напірна характеристика опору мережі водопостачання (яка залежить від параметрів, значення яких формуються випадковим чином) має складну форму у вигляді сукупності характеристик, що обмежена двома граничними кривими. Нижня гранична крива відповідає характеристиці стану мережі з найменшим гідравлічним опором (при цьому встановлюється режим максимального водоспоживання), верхня –

з найбільшим гідравлічним опором (при цьому встановлюється режим мінімального водоспоживання). Гідравлічна характеристика мережі як залежність між витратою рідини Q в трубопроводі і напором H , який необхідний для забезпечення цієї витрати, визначається як [1]:

$$H = a_m + c_m \cdot Q^2, \quad (1)$$

де a_m – статичний напір, обумовлений різницею геодезичних відміток споживача і водонасосної станції; c_m – гідравлічний опір мережі.

Для вибору апроксимації довільної форми характеристики реального насоса скористаємося наступними міркуваннями. На основі аналізу рівняння нерозривності потоку, основного рівняння лопатевих гідромашин та балансу енергії К. Пфлейдерером [4], було встановлено аналітичну залежність між параметрами Q і H . Зріз цієї характеристичної поверхні при сталих обертах n вала ротора насоса дає залежність:

$$H = A + B \cdot Q + C \cdot Q^2, \quad (2)$$

де A, B, C – константи, що залежать від конструктивного виконання насоса.

Для реального насоса коефіцієнти параболи визначаються за паспортною характеристикою шляхом апроксимації за методом найменших квадратів. При цьому для попереднього аналізу апроксимується вся характеристика, а для безпосереднього використання – її частина в околиці робочої точки.

Характеристика насоса є параболою, гілки якої спрямовані донизу, а точка максимуму зміщена праворуч від початку координат по осі абсцис. З теоретичних досліджень [3] відомо, що робота насоса на низхідній гілці характеристики завжди буде стійкою, робота ж насоса на висхідній гілці характеристики не рекомендується, оскільки в даному випадку можливе виникнення нестійкості і коливальних процесів в роботі насоса та мережі. Зважаючи на те, що насос може працювати у системі водопостачання на довільних режимах, то використовувати насоси з наявною западаючою ділянкою характеристики Q - H недоцільно.

Враховуючи вищезазначене і обмежившись лише робочою частиною Q - H характеристики, вираз (2) можна спростити до вигляду:

$$H = a_n + c_n \cdot Q^2, \quad (3)$$

де a_n, c_n – константи, що залежать від конструкційного виконання насоса.

Розглянемо роботу насоса, що регулюється зміною частоти обертів за умови, що у мережу водопостачання буде подаватися рідина із постійним напором.

При зміні частоти обертання робочого колеса насоса напірні характеристики Q - H насоса є конгруентні криві. Робоча точка при цьому переміщується по характеристиці мережі, визначаючи різні значення подачі Q . Зміна напору, подачі і потужності насоса в залежності від числа обертів підкоряються законам подібності, що виражаються наступними залежностями [3, 4]:

$$\frac{Q_0}{Q_1} = \frac{n_0}{n_1}, \frac{H_0}{H_1} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^2; \frac{N_0}{N_1} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^3. \quad (4)$$

Ці залежності справедливі за умови сталості ККД насоса та його складових (гідравлічної, об'ємної та механічної) для точок, що лежать на базовій параболі подібних режимів. В роботі [3] фізичним експериментом доведено, що зменшення обертів на 10% супроводжується зниженням ККД лише на 1%.

Основною вимогою до насосних станцій, що працюють на мережу незалежних один від одного споживачів, є необхідність підтримки тиску у мережі таким чином, щоб тиск у конкретного споживача знаходився у межах припустимого відхилення від нормованого (СНІП 2.04.02-84.) у всьому діапазоні зміни витрат [2]. Згідно цієї вимоги параметром, що регулюється, є тиск. Підтримуючи його в заданих межах на насосній станції або в диктуючій точці, споживач буде мати якісну послугу водопостачання у всьому діапазоні зміни витрат.

Нехай ми маємо гідравлічну мережу, параметри якої змінюються випадково. Статичний напір даної мережі $a_m = const$, гідравлічний опір змінюється від c_{m0} (що відповідає максимальному водоспоживанню Q_0) до c_{mmax} (що відповідає мінімальному водоспоживанню Q_{min}). На дану мережу працює насос, робоча точка якого відповідає максимальному водоспоживанню Q_0 і тиску H_0 , який забезпечує якісну послугу водопостачання (рис. 1).

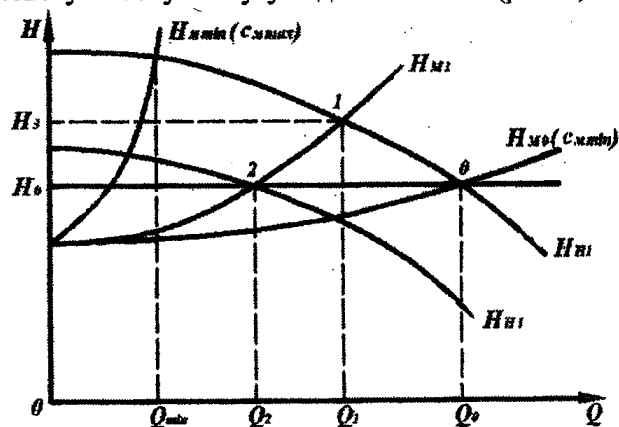


Рисунок 1 – Розрахункова схема частотного регулювання насоса

Розглянемо випадок регулювання шляхом зміни частоти обертів робочого колеса насоса. Насосний агрегат і мережа трубопроводів утворюють єдину систему, що характеризується рівністю подачі насоса і витрати мережі, а також рівністю напору насоса і напору, що витрачається на подолання опору мережі.

При зміні характеристики опору мережі H_m , наприклад, від H_{m0} до H_{m1} (рис. 1), і частотному регулюванні отримуємо нову робочу точку 2, параметри якої можна визначити, розв'язавши наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} H_{n0} = a_n + c_n \cdot Q^2, \\ H_{m1} = a_m + c_m \cdot Q^2, \\ \frac{Q_0}{Q_2} = \frac{n_0}{n_1}, \\ \frac{H_0}{H_2} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^2, \\ H_0 = H_2 = const. \end{cases} \quad (5)$$

Для визначення залежності коефіцієнтів рівняння параболи, що апроксимує напірну характеристику насоса, від частоти обертання, підставимо в перше рівняння системи (5) рівняння (3) та (4) і отримаємо напірну Q - H характеристику насоса для довільної частоти n_1 обертання робочого колеса:

$$H_{n1} = a_{n0} \cdot \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 + c_{n0} \cdot Q^2. \quad (6)$$

З другого та п'ятого рівнянь системи (5) визначимо витрату Q_2 :

$$Q_2 = \sqrt{\frac{H_0 - a_m}{c_m}}. \quad (7)$$

Розв'язуючи спільно (6), (7) та рівняння 5 системи (5) визначаємо відносну зміну частоти обертання робочого колеса для забезпечення у споживача витрати Q_2 :

$$\frac{n_1}{n_0} = \sqrt{\frac{H_0 \cdot c_m - c_n \cdot (H_0 - a_m)}{a_n \cdot c_m}}. \quad (8)$$

Обчислене значення частоти обертання n_1 за допомогою наведеного вище співвідношення використовується для формування команди перетворювачу частоти.

Визначимо коефіцієнти апроксимації a_n , c_n напірної характеристики насоса через координати базової точки 0 (в якій параметри насоса H_0 і Q_0), і тангенс кута дотичної в цій точці (рис. 2), розв'язавши наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} H_0(Q_0) = a_n + c_n Q_0^2 \\ H'_0(Q_0) = tg\gamma = 2c_n Q_0 \end{cases}$$

Отримаємо,

$$\begin{cases} a_n = H_0 - \frac{tg\gamma}{2} \cdot Q_0 \\ c_n = \frac{tg\gamma}{2 \cdot Q_0} \end{cases} \quad (9)$$

Таким чином напірна характеристика насоса при базовій частоті обертання приймає вигляд:

$$H(Q) = \left(H_0 - \frac{tg\gamma}{2} \cdot Q_0\right) + \frac{tg\gamma}{2 \cdot Q_0} \cdot Q^2. \quad (10)$$

Підставляючи (9) у (8) отримаємо відносну зміну частоти обертів у наступному вигляді:

$$\frac{n_1}{n_0} = \sqrt{\frac{2 \cdot H_0 \cdot c_m \cdot Q_0 - tg(\gamma) \cdot (H_0 - a_m)}{(2 \cdot H_0 - tg(\gamma) \cdot H_0) \cdot Q_0 \cdot c_m}}. \quad (10)$$

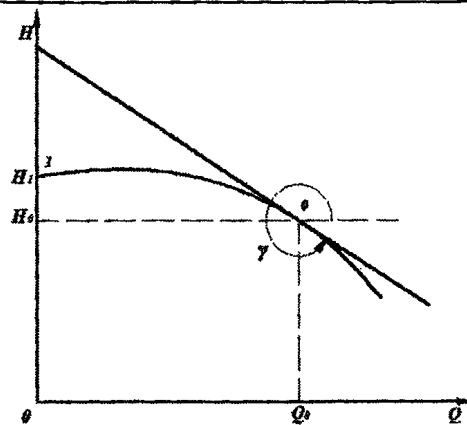


Рисунок 2 – До визначення апроксимації характеристики насоса

Геометричну інтерпретацію залежності зміни частоти обертів від кута нахилу γ при різних значеннях c_m представлено на рис. 3.

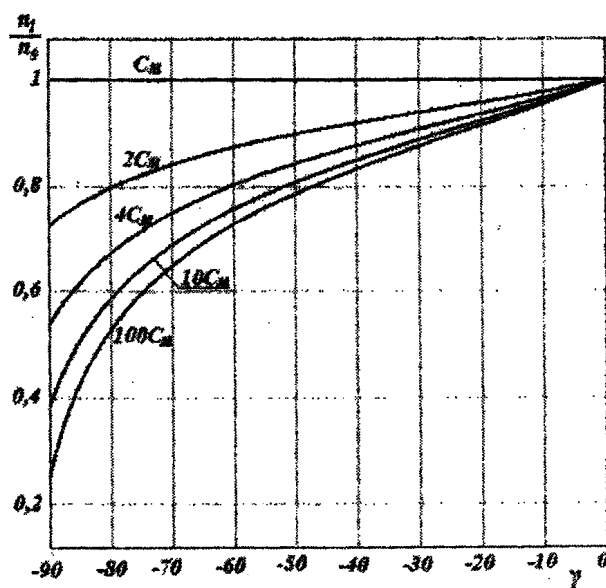


Рисунок 3 – Залежності зміни частоти обертів від кута нахилу характеристики насоса (γ) при різних значеннях опору мережі (c_m)

Розглянемо значення ККД і потужності насосного агрегату при зміні частоти обертів робочого колеса насоса.

Аналітично залежність ККД насоса від його витрати можна подати у вигляді:

$$\eta = a_\eta + b_\eta \cdot Q + c_\eta \cdot Q^2,$$

де a_η , b_η , c_η – константи, що залежать від конструктивного виконання насоса.

Визначити коефіцієнти апроксимації a_η , b_η , c_η можна через каталожні дані (максимальне значення ККД η_m і відповідному йому значенню витрати Q_m) за наступними умовами:

$$\begin{cases} \eta(Q_m) = a_\eta + b_\eta \cdot Q_m + c_\eta \cdot Q_m^2 \\ \eta(Q_0) = a_\eta + b_\eta \cdot Q_0 + c_\eta \cdot Q_0^2 \\ \eta'(Q_m) = 0 = b_\eta + 2 \cdot c_\eta \cdot Q_m \end{cases}$$

Розв'язавши дану систему рівнянь, отримаємо:

$$\begin{cases} b_{\eta} = 2 \cdot \frac{\eta_m}{Q_0} \\ a_{\eta} = 0 \\ c_{\eta} = -\frac{\eta_m}{Q_0^2} \end{cases}$$

Таким чином, аналітична залежність ККД насоса від його витрати має вигляд:

$$\eta = 2 \cdot \frac{\eta_m}{Q_0} \cdot Q - \frac{\eta_m}{Q_0^2} \cdot Q^2 \quad (11)$$

При частотному регулюванні, враховуючи (4) і (11), ККД насоса можна визначити як:

$$\eta_1 = 2 \cdot \frac{\eta_m \cdot n_0}{Q_m \cdot n_1} \cdot Q - \frac{\eta_m}{Q_m^2} \cdot \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^2 \cdot Q^2 \quad (12)$$

Враховуючи (11) і (12), визначимо відносну зміну ККД насосу при регулюванні шляхом зміни частоти обертів робочого колеса:

$$\frac{\eta_1}{\eta_0} = \frac{n_0}{n_1} \cdot \frac{\left(2Q_m - \frac{n_0}{n_1} \cdot Q\right)}{\left(2Q_m - Q\right)} \quad (13)$$

Підставляючи (7), (8), (9) в (13), отримаємо залежність відносної зміни ККД від різних значень кута нахилу дотичної характеристики насоса при різних значеннях гідравлічного опору мережі, що представлена на рис. 4.

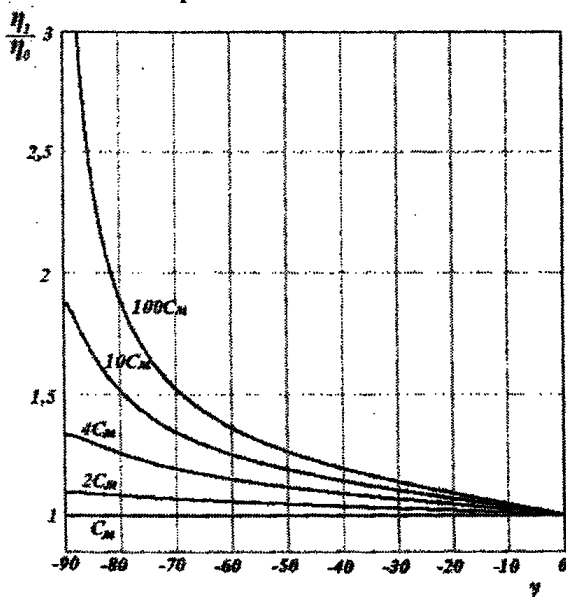


Рисунок 4 – Залежність зміни ККД від кута нахилу характеристики насоса (γ) при різних значеннях опору мережі (c_m)

Для економічного обґрунтування застосування того чи іншого варіанту водопостачання основним критерієм є величина економії електроенергії. Потужність насоса змінюється пропорційно кількості обертів у кубі, тому з (4) і (10) маємо:

$$\frac{N_1}{N_0} = \left(\frac{2 \cdot H_0 \cdot c_m \cdot Q_0 - \text{tg}(\gamma) \cdot (H_0 - a_m)}{(2 \cdot H_0 - \text{tg}(\gamma) \cdot H_0) \cdot Q_0 \cdot c_m} \right)^3$$

Геометричну інтерпретацію залежності зміни потужності насоса від кута нахилу γ при різних c_m представлено на рис. 5.

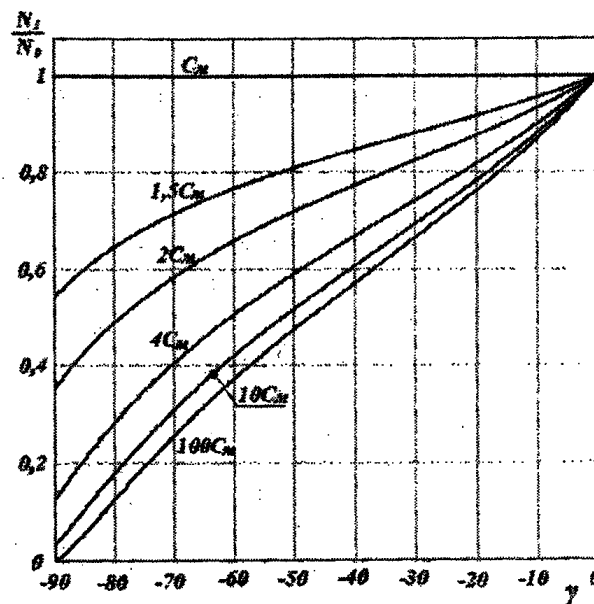


Рисунок 5 – Залежність зміни потужності від кута нахилу характеристики насоса (γ) при різних значеннях опору мережі (c_m)

Аналіз показує, що більший ефект від застосування частотного регулювання спостерігається при більшому куті нахилу характеристики насоса та більшому опорі трубопровідної мережі.

Висновки. 1. Розроблено формалізовану методику для визначення робочих параметрів при частотному регулюванні відцентрового насоса за умови підтримки у системі сталого тиску.

2. Визначено, що найбільший економічний ефект при частотному регулюванні можна отримати за умови наявності максимально можливої крутизни напірної характеристики насоса.

3. Кут нахилу дотичної до характеристики $Q-H$ у робочій точці може бути критерієм доцільності застосування регулювання насосного агрегату шляхом зміни швидкості обертання ротору насосного агрегату.

ЛІТЕРАТУРА

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Высшая школа, 1982. – 423 с.
2. Бойко В.С., Сотник М.І., Хованський С.О. Підвищення енергетичної ефективності водопостачання локального об'єкту // Промислова гідраліка і пневматика. Випуск 1(19). – 2008. – С. 100-103.
3. Михайлов А.К., Малошенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. – М.: Энергоиздат, 1981. – 200 с.
4. Пфлейдерер К. Центробежные и пропеллерные насосы // Пер. с нем. – М.-Л.: ОНТИ, 1937. – 495 с.

Стаття надійшла 7.04.2009 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.
Сінчуком О.М.