

КОНСТРУЮВАННЯ МЕХАНІЗМІВ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ТИХОХІДНИХ ВІТРОУСТАНОВОК

Рассмотрены особенности функционирования гидравлических центробежных насосов и динамика вращательного движения ветроколеса при порывистых ветрах, поданы конструкции и принципы работы механизмов регулирования мощности тихоходных ветроколес путем поворота лопастей, проанализирована работа гидравлических систем с приводом от ветроколеса и подана приближенная методика выбора параметров механизма регулирования мощности.

The features of functioning of hydraulic centrifugal pumps and dynamics of wind-wheel rotatory motion at gusty winds are considered, the constructions and work principles of power regulation mechanisms of low-speed wind-wheels by means of blades turning are given, the work of hydraulic system with wind-wheel drive is analyzed and approximate methods of parameters selection of power regulation mechanism is given.

Вступ

Вітроустановки здавна використовувалися у сільському господарстві для підйому води та зрошування угідь. На сучасному етапі розвитку індивідуальних фермерських господарств та приватних підприємств також існує нагальна потреба у забезпеченні надійного і дешевого водопостачання регіонів, віддалених від централізованих електромереж. Економічно найдоцільнішим засобом вирішення цієї проблеми з точки зору економії органічного палива та захисту навколишнього середовища від шкідливого впливу теплової та атомної енергетики є застосування вітроенергетичних установок [1]. Навіть враховуючи той факт, що швидкість повітряних потоків на більшості території України не перевищує 5 м/с, все ж використання її вітроенергетичного потенціалу є доцільним з огляду на постійне подорожчання та виснаження традиційних енергоресурсів [2].

Тому питання подальшого вдосконалення конструкцій та технологій використання вітроенергетичних установок у сільській місцевості з метою підвищення їх ефективності і надійності набуває значної актуальності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Проблемам використання вітроустановок в якості приводів різноманітних машин присвячено досить багато публікацій. Що ж стосується поєднання вітроколеса з гідравлічними системами, то в роботі [1] розроблено методику аналізу балансу потужності комбінованої електро-водопостачальної вітроустановки на основі розрахунку величин потужностей її окремих функціональних вузлів та установки в цілому, в [2] розглянуто один із підходів до розв'язування задачі підвищення ефективності роботи вітро-водонапірної установки за рахунок врахування і узгодження характеристик всіх ланок механізму перетворення енергії. Загальні принципи функціонування гідравлічних машин, їх характеристики та конструкції надано у посібнику [3]. Однак залишаються деякою мірою поза увагою можливості поєднання роботи тихохідного багатолопатєвого вітроколеса, яке працює в змінних за напрямком

і швидкістю вітрах [4] та використовує у своїй конструкції механізми автоматичного регулювання потужності і стабілізації частоти обертання шляхом повороту лопатей навколо власних осей [5], із гідравлічною системою відбору й перерозподілу потужності, описаною в [6].

Мета і задачі роботи

Розглянути особливості функціонування гідравлічних відцентрових насосів, проаналізувати динаміку обертального руху вітроколеса при поривчастих вітрах, описати конструкцію та принцип роботи механізмів регулювання потужності й стабілізації частоти обертання ротора тихохідних вітроустановок шляхом повороту лопатей навколо власних поздовжніх осей, навести наближену методику вибору параметрів регулятора при роботі гідравлічного насоса з приводом від вітроколеса.

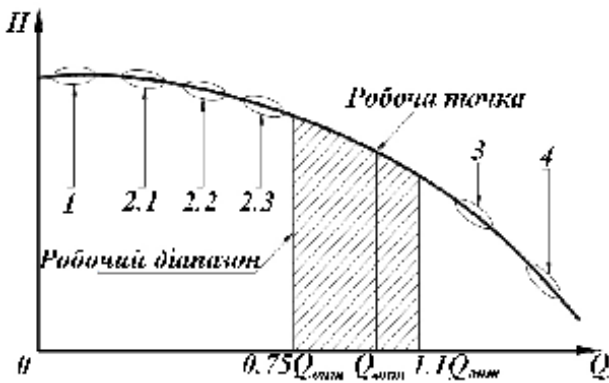
Результати досліджень

Визначимо особливості функціонування гідравлічних відцентрових насосів. При експлуатації відцентрових насосів особливу увагу слід приділяти їх робочому діапазону. Зазвичай мінімально допустима подача при тривалій роботі кожного типу насосів визначається гранично допустимим рівнем вібрації підшипникових опор у конкретному режимі, і знаходиться у межах $0,7-0,75 \cdot Q_{\text{онт}}$, за винятком існування додаткових обмежень по кавітації чи формі характеристики $H = f(Q)$ [3]. Робота насоса в режимах $0,3-0,5 \cdot Q_{\text{онт}}$, внаслідок зародження зворотних течій на вході та виході робочого колеса, супроводжується низкою проблем, пов'язаних з підвищенням вібрації насоса, виникненням нестационарних осьових і радіальних сил, які можуть призвести до пошкодження опорних та ущільнюючих вузлів. За даними фірми Eurotrump, насоси, що працюють з подачами меншими, ніж $0,5 \cdot Q_{\text{онт}}$, найчастіше виходять за ладу.

Згідно закордонного досвіду стандарт API 610 визначає два діапазони роботи насоса: допустимий і бажаний. Допустимий діапазон роботи насоса знаходиться у межах $0,5-1,2 \cdot Q_{\text{онт}}$, бажаний — $0,7-1,1 \cdot Q_{\text{онт}}$. У даному випадку,

критеріями обмеження діапазону роботи є: зменшення ККД нижче певного значення, величина допустимого кавітаційного запасу, підвищення рівня шуму й вібрації понад допустимі значення та форма напірної характеристики насоса.

На рисунку 1 представлено типову напірну характеристику відцентрового насоса, на якій можна виділити чотири характерні режими роботи: 1) робота з мінімальною витратою, або так звана “робота на повністю чи практично закриту заслінку”, яка має місце при запуску насоса. Його робота у даному режимі характеризується суттєвим підвищенням температури рідини, що перекачується; 2) експлуатація насоса в діапазоні подач ліворуч від робочого діапазону, як правило, виникає при гідравлічному опорі мережі більшому, ніж розрахунковий. При цьому в зоні 2.1 можлива кавітація, у зонах 2.2, 2.3 можлива рециркуляція потоку на вході чи виході з робочого колеса, відповідно. Робота насоса на даному режимі призводить до зниження ресурсу роботи підшипників, ущільнень та установки в цілому, що спричиняє суттєве зменшення ККД; 3) експлуатація насоса в діапазоні подач правіше від робочого діапазону (режим перевантаження), як правило, виникає при гідравлічному опорі мережі меншому, ніж розрахунковий. Робота насоса у даному режимі призводить до зниження експлуатаційного ресурсу внаслідок підвищення рівня вібрації, викликаного відривними потоками; 4) Робота при незначному опорі мережі або прориві трубопровода (режим суттєвого перевантаження $1,5 \cdot Q_{\text{опт}}$). Робота насоса на даному режимі призводить до кавітації, перевантаження привода (електродвигуна тощо) та характеризується зростанням енергоспоживання і різким зменшенням ККД.



Рисунку 1 — Типова характеристика відцентрового насоса.

Робота насоса при подачах, відмінних від оптимального режиму, можуть призводити до порушення рівномірного розподілу тиску всередині насоса. Такі порушення спричиняють збільшення радіальних навантажень, що діють на робоче колесо, які в свою чергу викликають деформацію приводного вала [3]. Значна деформація вала є причиною скорочення довговічності підшипників і ущільнень та збільшення втрат енергії й рідини.

При роботі насоса на подачах, менших, ніж оптимальна, переважна частина енергії, що виробляється робочим

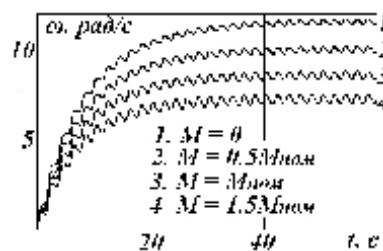
колесом, залишається в корпусі і перетворюється в тепло. При роботі із закритою заслінкою практично вся енергія перетворюється в тепло. Експлуатація насоса у такому режимі призводить до закипання води, що у свою чергу призводить до виходу з ладу окремих вузлів.

Розглянемо динаміку обертального руху вітроколеса при поривчастих вітрах. Мінливість швидкості й напрямку потоків повітря надзвичайно ускладнює можливості використання енергії вітру. Його швидкість може змінюватися протягом однієї хвилини більше, ніж у 2–3 рази, і при цьому спричиняти коливання енергії у 8–27 разів. Більшість машин (електрогенератор, гідро- чи пневмонасос, шнековий чи транспортерний механізм, конвеєр тощо), які використовують для привода вітроколеса, для забезпечення надійної та ефективної роботи вимагають приблизно сталої частоти обертання приводного вала.

У роботі [4] було виведено диференціальне рівняння руху тиххідного горизонтально-осьового вітроколеса при поривчастому вітрі у наступному вигляді:

$$\left(n \cdot m_l \cdot l_l^2 + 0.5 \cdot m_m \cdot \left(r_m^2 + (r_m - c_m)^2 \right) \right) \cdot \ddot{\psi} = \frac{\pi \cdot R^3 \cdot \rho_n \cdot \left(V_H + s \cdot V_H \cdot \cos(k \cdot \pi \cdot t) \right)^2}{2} \times \left[\alpha \cdot \frac{\dot{\psi} \cdot R}{V_H + s \cdot V_H \cdot \cos(k \cdot \pi \cdot t)} - \beta \cdot \left(\frac{\dot{\psi} \cdot R}{V_H + s \cdot V_H \cdot \cos(k \cdot \pi \cdot t)} \right)^2 - \gamma \right] - M \cdot (\dot{\psi})^m, \quad (1)$$

де n — кількість лопатей; m_l — маса однієї лопаті; l_l — приведена відстань від осі обертання вітроколеса до центру мас лопаті; m_m — маса ступиці; r_m — зовнішній радіус ступиці; c_m — товщина ступиці; $\dot{\psi}$, $\ddot{\psi}$ — кутові швидкість і прискорення обертання вітроколеса; R — зовнішній радіус лопатей; ρ_n — густина повітря; V_H — номінальна швидкість повітряного потоку; s , k — коефіцієнти величини і періодичності пульсацій швидкості вітру, відповідно; α , β , γ — сталі коефіцієнти, величини яких можна визначити з експериментальних кривих аеродинамічного моменту вітроколеса, використовуючи, наприклад, метод найменших квадратів; M , m — коефіцієнти величини моменту навантаження на валу вітроколеса.



Рисунку 2 — Часова залежність кутової швидкості вітроколеса у режимі запуску при поривчастому вітрі.

Типові графічні залежності часової зміни кутової швидкості довільного горизонтально-осьового багатолопатевого вітроколеса, які побудовано на основі формули (1), матимуть вигляд, показаний на рисунку 2.

Як бачимо, зі збільшенням навантаження на валу вітроколеса частота його обертання поступово знижується, а амплітуда її коливань при поривчастому вітрі — зростає. Такі явища не є сприятливими для різного роду технологічних машин, зокрема гідравлічних насосів, які в якості механічного привода використовують вітроколеса, оскільки коливання частоти спричинятимуть зміну потужності установки, а отже й вихід поза межі робочого діапазону з усіма негативними наслідками, розглянутими вище. Тому потужність і частоту обертання ротора вітроустановки необхідно додатково регулювати за допомогою спеціальних механізмів у залежності від швидкості вітру і навантаження на його валу.

Ефективним способом регулювання потужності горизонтально-осьових вітроустановок є зміна кута встановлення лопатей. При використанні цього способу лопаті повертаються навколо власних поздовжніх осей, змінюючи кут атаки відносно напрямку вітрового потоку, тобто кут між хордою лопаті та векторною сумою швидкостей вітру і повітряного потоку, який набігає на лопать при її обертанні навколо осі ротора. Для регулювання потужності найчастіше використовують повільне гальмування, яке досягається поворотом лопаті у напрямку дії вітру. Кут атаки регулюють у межах 25° , внаслідок чого змінюється характер обтікання лопаті набігаючим повітрям та з'являється ефект зриву потоку, який призводить до зменшення підйомної сили і, відповідно, потужності вітроустановки [5]. У вітроустановках малої потужності зазвичай застосовують пасивне керування кутом встановлення лопатей, тобто без гідравлічних, електричних чи пневматичних приводів. Найчастіше використовують інерційне регулювання за допомогою різних механізмів, побудованих за принципом регулятора Уатта. Останній є вантажем, симетрично розміщеним відносно осі повороту лопаті. При обертанні ротора відцентрова сила відхиляє вантажі, які через елементи зв'язку повертають лопать. Кут відхилення лопаті залежить від частоти обертання. Різновидом інерційного регулювання є використання у якості регулятора Уатта маси самої лопаті. При цьому її центр ваги розміщують за поздовжньою віссю, що створює момент, який повертає лопать при збільшенні кутової швидкості ротора. Точність інерційного регулювання досить висока (похибка керування знаходиться у межах 5–6%) [5].

Отже спроектовано механізми регулювання потужності вітроустановки, які працюють за допомогою механічного пружинного регулятора, що змінює кут атаки лопатей відносно напрямку вітру (рисунк 3а, б). У першому випадку (рисунк 3,а) до ступиці 1 вітроколеса за допомогою гвинтів 2 кріпиться стакан 3. Вісь 7 лопаті 6 запресована у підшипники, які встановлено у стакані 3. Вітроколесо обертається на валу 8. На схемі навколо осі 7 лопаті 6 розміщено циліндричну виту пружину 5, яка одним кінцем жорстко кріпиться до осі 7, а іншим кінцем — до кришки 4 стакану 3. У другому випадку (рисунк 3,б) лопаті встановлено аналогічно, як і у попередньому ме-

ханізмі, однак на кінці кожної з них закріплено конічні шестерні 9. На валу вітроколеса встановлено підшипник 12, на якому зафіксовано зубчасте колесо 10. Між зовнішнім кільцем підшипника і конічним колесом запресовано втулку, до якої жорстко кріпиться одним кінцем пружина 11. Другий кінець пружини 11 фіксується на валу 8 вітроколеса. Пружини 5 і 11 забезпечують оптимальний кут атаки лопатей у залежності від швидкості вітру і навантаження на валу вітроколеса.

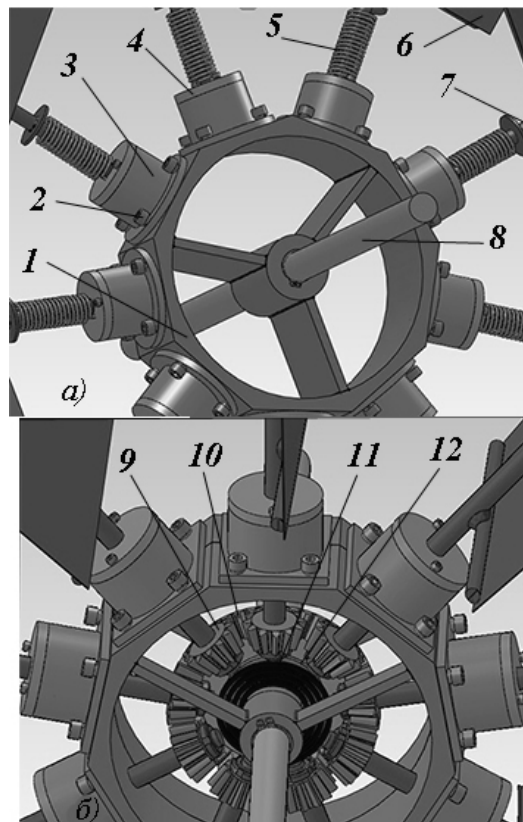


Рисунок 3 — Спроековані механізми зміни кута атаки лопатей.

Експериментальні дослідження показали, що при використанні способу повороту лопатей в одному з випадків вдалося при збільшенні швидкості вітру до номінальної величини забезпечити плавне зростання потужності вітроустановки до максимального значення та підтримання його на постійному рівні до допустимої робочої швидкості вітру (рисунк 4,а). При цьому, якщо за номінальну прийняти середню швидкість повітряного потоку в певній місцевості, то використання механізму регулювання дозволить обмежити пульсацію частоти обертання привідного валу (крива 2, рисунок 4,б). Якщо ж за номінальне прийняти значення мінімальної робочої швидкості вітроустановки, то вдасться практично повністю уникнути коливань кутової швидкості (крива 3, рисунок 4,б), хоча продуктивність вітроустановки при цьому дещо знизиться.

В іншому випадку завдяки механізму регулювання потужності вдасться забезпечити необхідну зовнішню швид-

кісну характеристику для споживачів, потужність яких лінійно залежить від швидкості повітряного потоку (рисунок 4, а, нижня крива).

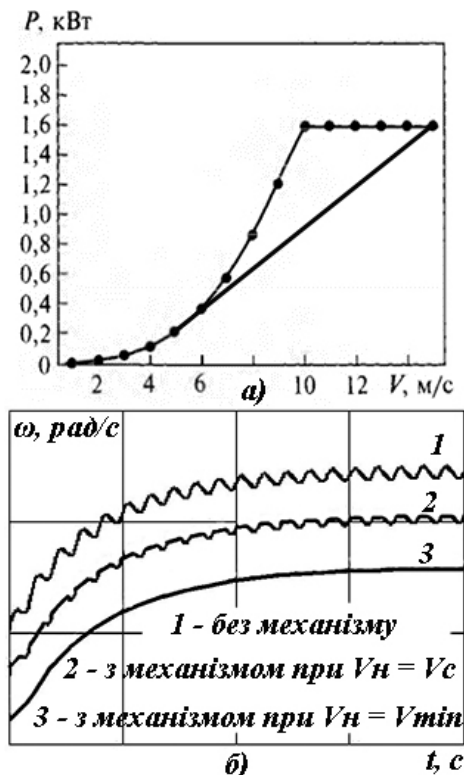


Рисунок 4 — Характеристики потужності (а) і кутової швидкості (б) вітроколеса при застосуванні механізмів регулювання.

Аналіз роботи гідравлічних систем із приводом від вітроколеса. Варіантів виконання комбінованої вітрогідравлічної системи відбору потужності досить багато і вибір деякої конкретної системи в першу чергу залежить від споживача [6]. Як правило, необхідна енергія визначеного типу з відомими параметрами і заданим режимом використання. Для забезпечення необхідних умов роботи застосовуються різноманітні накопичувачі енергії, засоби підвищення чи пониження параметрів, механізми регулювання потужності, протиштормового захисту тощо.

У контексті задачі, яка розв'язується, споживачів енергії зручно розділити на три групи: 1) з постійними параметрами, 2) з незалежними параметрами, 3) зі змінними параметрами. Графіки залежності потужності кожного із споживачів від швидкості вітру подані на рисунку 5.

Споживачі з постійними параметрами можуть відбирати необхідну потужність, яка відповідає фіксованій силі вітру (наприклад, 5 м/с , крива 3 на рисунку 5). При цьому ефективність роботи вітроустановки буде максимальною тільки при розрахунковій швидкості вітру і знижуватиметься в міру її зростання (криві 1 і 3 на рисунку 5). При швидкостях вітру до 5 м/с енергії, яка виробляється установкою, буде недостатньо для початку роботи електроприладів, тобто фактично вітроустановка працюватиме вхо-

лосту. При швидкості вітру 5 м/с вітроустановка матиме розрахункову потужність. Однак, при збільшенні швидкості понад 5 м/с уся “зайва” енергія втрачатиметься в системах відбору потужності й перетворення параметрів.

Споживачі з незалежними параметрами (наприклад, водяні насосні станції) в залежності від швидкості вітру подаватимуть різну кількість води. Вони є більш універсальними, ніж споживачі з постійними параметрами, однак не зможуть забезпечити повну ефективність роботи вітроустановки (крива 4 на рисунку 5). Відомо, що зі збільшенням швидкості вітру зростає частота обертання і крутний момент на вітроколесі. Однак водяний насос здатний сприймати тільки зростання частоти обертання приводного вала шляхом збільшення витрати (подачі). Збільшення моменту при постійному напорі на виході сприйматися ним не буде.

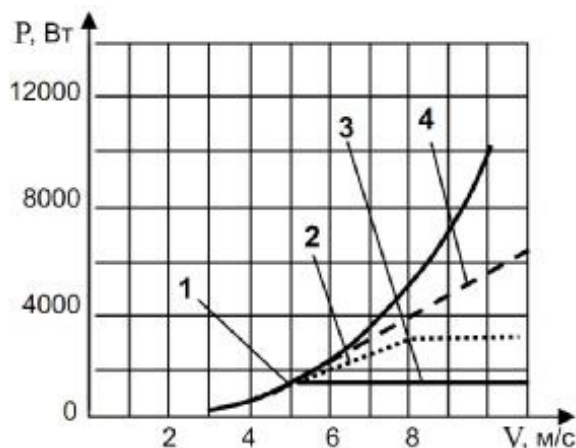


Рисунок 5 — Залежність потужності однорідної системи від швидкості вітру.

При застосуванні споживачів зі змінними параметрами може використовуватися генератор постійного струму з акумуляторною батареєю. При цьому вартість вітроустановки зростає, однак ефективність її роботи, порівняно з попередніми випадками, дещо вища, оскільки можна використовувати більш широкий діапазон швидкостей вітру (наприклад, від 5 до 10 м/с , крива 2 на рисунку 5). У порівнянні зі споживачами з незалежними параметрами, застосування даних систем зустрічається частіше і розширює можливості використання.

Наближена методика вибору параметрів механізму регулювання потужності тихохідної вітроустановки. Якщо розглянути споживачів другої групи, тобто з незалежними параметрами, та проаналізувавши рисунки 1, 4 і 5, можна обґрунтувати методику вибору характеристик механізму регулювання вітроустановки: 1) знаючи діапазон зміни швидкості вітру на деякій території, визначити межі коливань кутової швидкості приводного вала та наближено обрати параметри регулювальної пружини механізму (рисунки 4, б); 2) маючи конкретне значення напору, який потрібно забезпечити на виході, вибрати тип насоса і, знаючи його оптимальний діапазон функціонування, визначити подачу насоса (рисунок 1); 3) побудувати характеристику споживаної насосом потужності (ри-

сунок 5) та відкорегувати параметри регулювальної пружини для забезпечення вітроколесом необхідної потужності (рисунок 4а).

Тобто, маючи конкретну вітроустановку, встановлену на певній території для привода деякого відцентрового насоса необхідно підставити у формулу (1) лінійну залежність моменту навантаження на валу вітроколеса від кутової швидкості його обертання, тобто $M \cdot (\psi)$, та вибравши оптимальні параметри регулювальної пружини, побудувати характеристику кутової швидкості й потужності вітроустановки при зміні швидкості вітру. Витрату (подачу) води, яку вдасться подавати насосом на висоту, наприклад, 10 м, знайти із рівняння:

$$P(V) = \eta \cdot \rho_v \cdot g \cdot h \cdot Q,$$

де $P(V)$ — залежність потужності насоса від швидкості вітру (практично лінійний характер, рисунок 5); η — ККД насоса; ρ_v — густина води; g — прискорення вільного падіння; h — висота подачі; Q — витрата води.

Для конкретної вітроустановки номінальною потужністю 5 кВт з механізмом регулювання [4, 5], яка використовується для перекачування води на висоту 10 м, при розрахунковій швидкості вітру 6 м/с показано на рисунку 6 залежності зміни кута встановлення лопатей по зовнішньому радіусу, кутової швидкості приводного вала, потужності установки та продуктивності насоса від швидкості вітру.

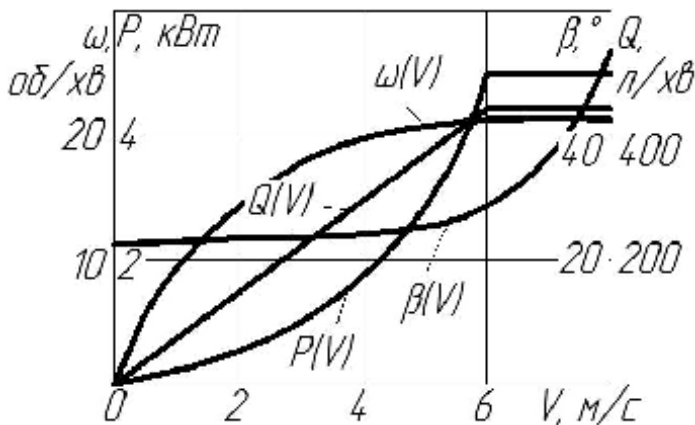


Рисунок 6 — Залежності зміни кута встановлення лопатей по зовнішньому радіусу, кутової швидкості приводного вала, потужності установки та продуктивності насоса від швидкості вітру

Висновки

Отже, за допомогою механізму регулювання потужності і стабілізації кутової швидкості вітроустановки шляхом зміни кута встановлення лопатей вдалося забезпечити оптимальну подачу гідравлічного насоса у межах робочого діапазону та обмежити частоту обертання вітроколеса і продуктивність насоса для запобігання виходу з ладу при штормових поривах вітру. При цьому, як бачимо із рисунку 6, оптимальна витрата води знаходиться в межах 420 л/хв для вітро-водопідійомної установки потужні-

стю 5 кВт з механізмом регулювання. Кут встановлення лопатей по зовнішньому радіусі відносно площини обертання вітроколеса досить повільно змінюється від 22° до 29° при досягненні оптимальної швидкості вітру 6 м/с та різко зростає до 45° при її збільшенні до 8 м/с.

У роботі обґрунтовано доцільність подальшого дослідження і вдосконалення конструкцій та технологій використання вітроенергетичних установок у сільській місцевості, зокрема в якості водонапірних систем, з метою підвищення їх ефективності і надійності.

На основі аналізу особливостей функціонування гідравлічних відцентрових насосів та динаміки обертального руху вітроколеса при поривчастих вітрах доведено необхідність використання додаткових накопичувачів енергії, засобів підвищення чи пониження експлуатаційних параметрів, механізмів регулювання потужності, протиштормового захисту тощо для забезпечення оптимальних умов роботи.

Розглянуто конструкції і принципи роботи одного із найпоширеніших способів регулювання потужності і стабілізації кутової швидкості тихохідних вітроустановок — механізму повороту лопатей навколо власних поздовжніх осей. Проаналізовано роботу гідравлічної системи з приводом від вітроколеса, яке має у своїй конструкції механізм регулювання, та наведено наближену методику вибору його параметрів з метою забезпечення оптимальності відбору потужності з потоку повітря та продуктивності насоса.

Література

1. Козирський, В.В. Аналіз балансу потужності комбінованої електро-водопостачальної вітроустановки / В.В. Козирський, В.В. Василенко, А.В. Петренко // Наукові доповіді НУБіП України. — 2009. — № 1 (13). — С. 15—30.
2. Губарев, А.П. К вопросу оптимизации гидропривода отбора мощности от ветродвигателя / А.П. Губарев, О.С. Ганпанцурова // Промислова гідравліка і пневматика. — 2009. — № 1 (23). — С. 67-70.
3. Малюшенко, В.В. Энергетические насосы: Справочное пособие / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. — М.: Энергоиздат, 1981. — 200 с.
4. Корендій, В.М. Моделювання роботи вітроколеса при поривчастих вітрах / В.М. Корендій // Математичне моделювання. — 2012. — № 1 (26). — С. 75-79.
5. Корендій, В.М. Механічні системи стабілізації кутової швидкості горизонтально-осьових вітроколес / В.М. Корендій // Наукові нотатки. — 2012. — № 37. — С. 166-171.
6. Ганпанцурова О.С. Повышение энергетической эффективности ветроэнергетических установок с гидравлической системой отбора мощности / О.С. Ганпанцурова // Вісник НТУУ "КПІ". — Машинобудування. — 2010. — № 58. — С. 64—70.

Надійшла 15.04.2012 р.