



УКРАЇНА

(19) UA (11) 25316 (13) U

(51) МПК (2006)

F04C 15/00

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІОПИС
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬвидається під
відповідальність
власника
патенту

(54) РОБОЧЕ КОЛЕСО НАСОСНОГО АГРЕГАТА

1

2

(21) u200700724

(22) 24.01.2007

(24) 10.08.2007

(46) 10.08.2007, Бюл. № 12, 2007 р.

(72) Сербулов Олексій Юрійович, Маняхін Костянтин Вадимович

(73) МАЛЕ ПРИВАТНЕ ПІДПРИЄМСТВО "МК"

(57) Робоче колесо насосного агрегата, яке являє собою тіло обертання, одна з формотвірних пло-

щин якого з одного боку оснащена посадковою втулкою для з'єднання з привідним валом, а на іншому боці зазначеної формотвірної площини радіально розташовані лопатки, що мають вигин у проекції на площину тіла обертання, яке **відрізняється** тим, що зовнішній діаметр робочого колеса становить 1900-1920мм, а його формотвірна площа має три лопатки.

Корисна модель відноситься до машинобудування, зокрема, до виготовлення робочих коліс насосних агрегатів, призначених для перекачування рідин, які утримують домішки наповнювача, що представляє собою кристалічну, дрібнодисперсну масу різної щільності, абразивності і гранулометричного складу.

Найбільш ефективним є використання корисної моделі в насосних агрегатах, призначених для перекачування пульпи (хвостів збагачення), що утворюється при збагаченні мінеральних корисних копалин. Ці насосні агрегати забезпечують транспортування пульпи (хвостів збагачення) на шламосховище.

Найбільш близьким технічним рішенням, обраним, як прототип, є робоче колесо насосного агрегата 2Грт-8000/71 УХЛ4, призначеного для транспортування гідроабразивних сумішей із включенням дрібнодисперсних часток руди, шлаків, піску. Робоче колесо являє собою тіло обертання $\varnothing 1790$ мм, одна з формотвірних площин якого з однієї сторони оснащена посадковою втулкою для з'єднання із привідним валом, а інша сторона зазначеної формотвірної площини має радіально розташовані чотири лопатки, що мають вигин у проекції на площину тіла обертання [Семидуберський М.С. "Насосы, компрессоры, вентиляторы". М. "Высшая школа". 1974г. С.53-64].

Недоліком відомого робочого колеса є те, що діаметр робочого колеса $\varnothing 1790$ мм і чотири лопатки на його формотвірній поверхні обмежують величину напору рідини, що перекачується до 71м і,

відповідно, продуктивність насосного агрегата до 8000м^3 у годину.

Завданням корисної моделі є удосконалення конструкції робочого колеса насосного агрегата за рахунок збільшення його зовнішнього діаметра і зміни кількості лопаток на його формотвірній площині.

Це дозволяє максимально збільшити напір рідини, що транспортується, і продуктивність ґрунтового насоса, знизити собівартість транспортування пульпи і, відповідно, зменшити витрати на збагачення корисних копалин.

Поставлене завдання вирішується за рахунок того, що робоче колесо насосного агрегата, яке являє собою тіло обертання, одна з формотвірних площин якого з одного боку оснащена посадковою втулкою для з'єднання із привідним валом, а на іншому боці зазначеної формотвірної площини радіально розташовані лопатки, що мають вигин у проекції на площину тіла обертання.

Відповідно до корисної моделі, зовнішній діаметр робочого колеса становить 1900-1920мм, а його формотвірна площа має три лопатки.

Заявлена корисна модель ілюструється схемами, де на Фіг.1 показана вертикальна проекція робочого колеса насосного агрегата; на Фіг.2 - вид на формотвірну площину робочого колеса з боку лопаток; на Фіг.3 характеристика насосного агрегата з робочим колесом $\varnothing 1790$ мм; на Фіг.4 характеристика насосного агрегата з робочим колесом $\varnothing 1920$ мм.

Робоче колесо 1 насосного агрегата представляє собою тіло обертання, представлене формо-

(13) U

(11) 25316

(19) UA

твірною площиною 2, на якій з одного боку закріплені три лопатки 3, а на іншому боці закріплена посадкова втулка 4 для з'єднання із привідним валом (на Фіг. не показаний). Лопатки 3 з'єднані з воронкоподібним тілом обертання 5, широке устя якого закріплено до лопаток, а вузьке устя призначене для затікання рідини, що транспортується і при взаємодії з обертливими лопатками 3 переміщується на задану відстань і висоту щодо насосного агрегата. Максимальний напір і подача рідини, що транспортується, забезпечується при величині зовнішнього діаметра ($D_{\text{нар}}$) робочого колеса 1, що становить 1900-1920мм.

Робоче колесо працює в такий спосіб.

Після заповнення робочих порожнин насосного агрегата, робоче колесо 1 приводиться в рух. Обертання робочого колеса і його формотвірної площини 2 здійснюється за допомогою з'єднання посадкової втулки 4 із привідним двигуном. За рахунок рідини, яка заповнює насос, при обертанні робочого колеса 1 утворюється розрядження в зоні воронкоподібного тіла обертання 5. Обертові лопатки 3 надають часткам рідини відцентрове прискорення, змушуючи їх рухатися уздовж лопаток 3 і далі по нагнітальному патрубку до місця транспортування.

Запропоноване технічне рішення дозволяє здійснити модернізацію насосного агрегата на базі насоса 2ГрТ-8000/71 УХЛ4 і одержання наступних технічних характеристик при щільності пульпи, що перекачується-1030кг/м³; потужності привідного двигуна-3200кВт і числа обертів вала за хвилину-375:

- напір-82м;
- подача-8200м³ у годину.

Отримані характеристики ґрунтуються на підставі наведених розрахунків:

1. Максимально можливий діаметр робочого колеса, що проходить в отвір улитки- $D_a^1=1920$ мм.

2. Характеристика насоса 2ГрТ-8000/71 УХЛ4 з колесом $\varnothing 1920$ мм при 375об/хв.:

2.1 Напір, м вод. ст.:

$$\left(\frac{D_a^1}{D_a}\right)^2 \cdot H = \left(\frac{1920}{1790}\right)^2 \cdot 71 = 81,67 \approx 82$$

де D_a - існуючий діаметр робочого колеса, мм;
H - існуючий напір насоса, м вод. ст.

2.2 Подача, м³/год:

$$\left(\frac{D_a^1}{D_a}\right)^2 \cdot Q = \left(\frac{1920}{1790}\right)^2 \cdot 8000 = 9872,7 \approx 9900$$

де Q - існуюча подача насоса, м³/г.

2.3. Споживана потужність, кВт:

$$\left(\frac{D_a^1}{D_a}\right)^5 \cdot N = \left(\frac{1920}{1790}\right)^5 \cdot \frac{H \cdot Q}{102 \cdot \eta} =$$

$$= \left(\frac{1920}{1790}\right)^5 \cdot \frac{8000 \cdot 1030}{102 \cdot 0,71} \approx 3186$$

де

N - потужність, споживана існуючим насосом, кВт;

ρ - щільність пульпи, що перекачується, кг/м;

η - коефіцієнт корисної дії насоса, рівний 0,71.

З урахуванням 20%-ного запасу потужності на пуск необхідна потужність приводу складає $N^1_{\text{повн}} = 1,2N^1 = 3823$ кВт.

Виходячи з вищевикладеного, можна зробити висновок, що тільки зміною діаметра робочого колеса неможливо досягти ефективної роботи насоса, оскільки потужність, споживана насосом, перевершує настановну потужність двигуна.

Для зниження споживаної потужності необхідно зменшити число лопаток робочого колеса до трьох. Це обґрунтовується нижчеподаним розрахунком по характеристиці напору.

Подача при зниженні кількості лопаток до трьох (м³/год):

$$Q_3 = Q_4 / \sqrt[3]{1 + \frac{12}{3} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{744}{1920}\right)}} = 9900 / 1,213 =$$

$$= 8163,5 \approx 8200$$

При цьому споживана насосом потужність буде дорівнювати (кВт):

$$N_3 = Q_3 \cdot N_p / (3600 \cdot 102 \cdot 0,71) =$$

$$= 8200 \cdot 82 \cdot 1030 / 260712 = 2656 \approx 2700$$

З урахуванням 20%-ного запасу повна пускова потужність буде дорівнювати 3240кВт, що відповідає потужності привідного двигуна.

Отримані результати показують, що для досягнення необхідних характеристик насосного агрегата потрібне робоче колесо діаметром 1900-1920мм із трьома лопатками.

Як порівняння приводиться техніко-економічний аналіз насосів 2ГрТ-8000/71 УХЛ4 з робочими колесами базового розміру ($\varnothing 1790$ мм) і робочого колеса запропонованої конструкції ($\varnothing 1920$ мм).

Вихідні дані (згідно графіків характеристик насосів Фіг.3 і Фіг.4):

Подача, м³/год

- з колесом $\varnothing 1790$ мм, Q 8000

- з колесом $\varnothing 1920$ мм, Q_m 8200

Напір, м вод. ст.

- з колесом $\varnothing 1790$ мм, H 71

- з колесом $\varnothing 1920$ мм, H_T 82

Споживана потужність, кВт

- з колесом $\varnothing 1790$ мм, N 2300

- з колесом $\varnothing 1920$ мм, N_m 2700

Збільшення напору

$$\Delta H = \left(\frac{H_m}{H} - 1\right) 100\% = \left(\frac{82}{71} - 1\right) 100\% = 15,5\%$$

Збільшення подачі

$$\Delta Q = 100 \cdot \sqrt{1 + \Delta H / 100} = 100 \cdot \sqrt{1 + 0,155} = 7,5\%$$

Збільшення потужності

$$\Delta N = \left(\frac{N_m}{N} - 1\right) 100\% = \left(\frac{2700}{2300} - 1\right) 100\% = 17,4\%$$

При настановній потужності привідного двигуна на 3200кВт коефіцієнт використання:

- до модернізації

$$k = \frac{N}{N_{\text{уст}}} = \frac{2300}{3200} = 0,71875$$

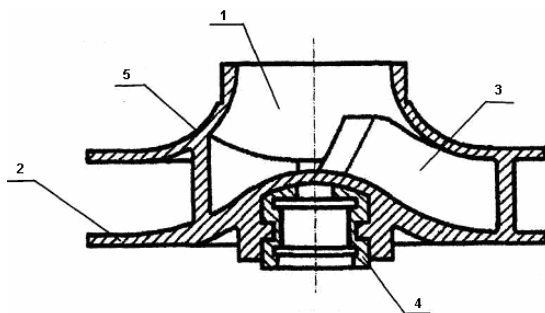
- після модернізації

$$k = \frac{N}{N_{уст}} = \frac{2700}{3200} = 0,84375$$

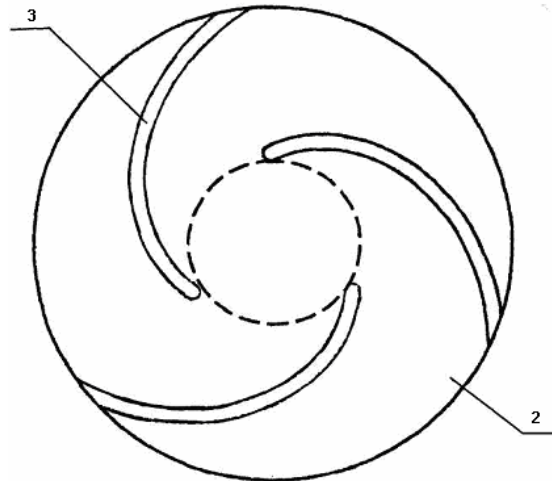
Підвищення ККД складе 1,8%, зниження споживання реактивного струму $\Delta I_{реакт}$ складе 8% відповідно до характеристики приводного двигуна.

Теоретичні дослідження і дослідно-промислові випробування показали, що максимальна продуктивність насосного агрегата забезпечується при

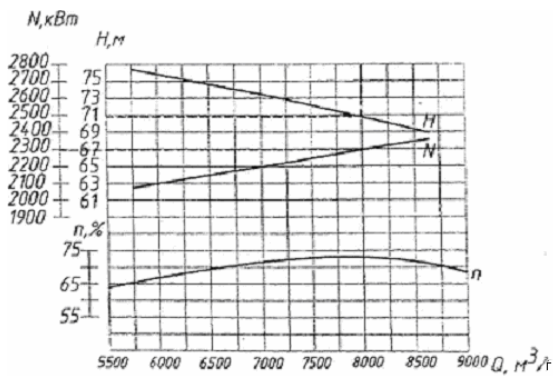
діаметрі робочого колеса, що становить 1900-1920мм і трьома лопатками. Корисна модель, що заявляється, дозволяє забезпечити максимальні експлуатаційні характеристики насосного агрегата в порівнянні з однотипними пристроями, що мають іншу кількість лопаток і зовнішній діаметр робочого колеса при однаковій потужності приводного електродвигуна.



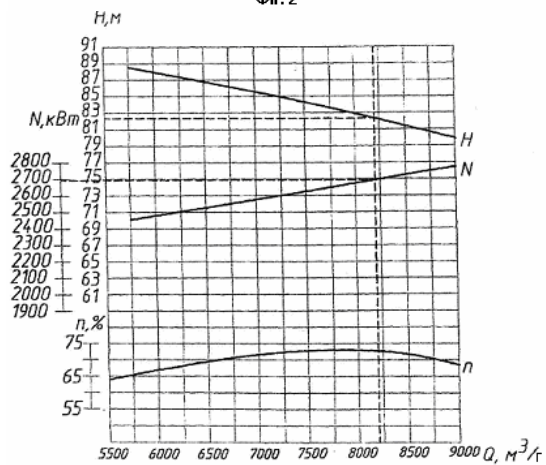
Фіг. 1



Фіг. 2



Фіг. 3



Фіг. 4