



УДК 621.664

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ВДОСКОНАЛЕННЯ (ПІДВИЩЕННЯ ПОДАЧІ) ШЕСТЕРЕННИХ НАСОСІВ

ТУРЧЕНКО О.В.

*Студент 3 курсу факультету інженерії агробіосистем, спеціальність
«Процеси, машини та обладнання»*

*Науковий керівник СМОЛІНСЬКИЙ С.В., к.т.н., доцент
ВП Національного університету біоресурсів та природокористування
України «Ніжинський агротехнічний інститут»*

В запропонованій статті приведені результати аналізу відомих методів підвищення подачі і питомої подачі шестеренчастого насоса. Також проаналізовані літературні джерела, в яких містяться відомості про принципи нагнітання робочої рідини, про залежності для визначення подачі, про ступінь впливу параметрів зубчастого зачеплення на збільшення подачі, про критерії оцінки досконалості зубчастого зачеплення шестерень, з погляду підвищення подачі, про методи підвищення подачі, які реалізовані в конструкціях існуючих шестеренчастих насосів.

Шестерінчастий насос, робоча рідина, зубчасте зачеплення, подача

Оскільки тиск на даний момент розвитку техніки є стандартним величиною, то на перше місце виходить подача насоса, яка є однієї з основних технічних характеристик шестерінчастого насоса (НШ), багато в чому що визначає величину перетворюваної енергії НШ. Про важливість цього параметра говорить вже той факт, що в позначення НШ обов'язково входить робочий об'єм насоса (РОН), виразимий в см³. Подача залежить від РОН і від частоти обертання НШ:

$$Q = nq, \quad (1)$$

де Q - подача насоса, см³/с;

q - робочий об'єм насоса, см³;

n - частота обертання приводного валу насоса, об/с.

А тому дослідження, направлені на підвищення подачі НШ, завжди є актуальними.

Метою дослідження є визначення технічного рівня і перспектив вдосконалення шестерінчастого насоса у напрямі підвищення подачі.

Стан питання, технічний рівень шестерінчастих насосів по подачі.

При дослідженні цього питання шукали першоджерела, в яких міститься відомості, що дають відповідь на питання:



- про моделі, що описують принцип нагнітання робочої рідини (РЖ) в НШ;
- про математичні моделі і залежності для визначення подачі РЖ в НШ;
- про залежності і міру впливу параметрів зубчастого зачеплення (ЗЗ) на збільшення подачі НШ;
- про критерії оцінки досконалості ЗЗ шестерень, з точки зору підвищення подачі;
- про методи підвищення подачі, які реалізовані в конструкціях існуючих НШ;
- про методи розрахунку ЗЗ НШ, які направлені на підвищення подачі.

Традиційно подачу НШ підвищують, збільшуючи РОН НШ шляхом збільшення розмірів його робочих елементів - шестерень. У літературі зустрічається більше півтора десятків формул для визначення подачі НШ [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7].

Результати теоретичних досліджень, що відображують залежність подачі НШ від параметрів зубчастого зачеплення Т.М. Башта пропонує представити у вигляді [8]:

$$q_1 = 4 z^2 m^2 \cos \alpha_0 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha} \left(1 - \frac{1}{z} - \frac{\cos^2 \alpha_0 \operatorname{tg}^2 \alpha}{3} \right), \quad (2)$$

де m - модуль зачеплення, мм;

α - кут зачеплення, град;

α_0 - кут вихідного профілю, град;

b - ширина вінця шестерні, мм;

z - число зубів шестерень.

Аналіз залежностей показує, що подачу НШ можна збільшити декількома дорогами:

- по-перше збільшенням частоти обертання шестерень;
- по-друге збільшенням РОН НШ.

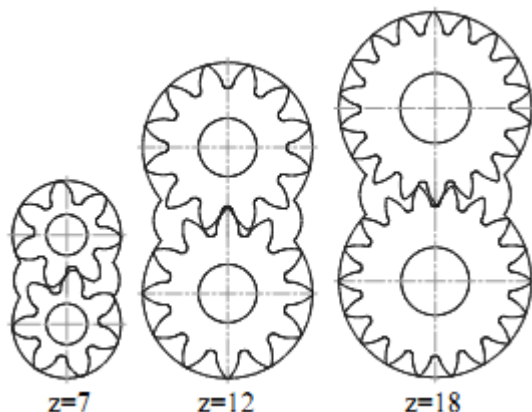
Із залежностей бачимо, що збільшення геометричних параметрів ЗЗ НШ спричиняє за собою збільшення РОН, а значить і збільшення подачі НШ і добитися цього можна:

- збільшенням ширини вінця шестерні - b , м (мм);
- збільшенням числа зубів шестерень - z ;
- збільшенням модуля зачеплення - m , м (мм);
- збільшенням коефіцієнта профільного зсуву - ξ ;
- збільшенням коефіцієнта висоти голівки зуба шестерні - X .

У роботах Т.М. Башти [8, 9] представлені результати теоретико-емпіричного дослідження залежності габаритних розмірів НШ від параметрів ЗЗ його шестерень. При цьому Т.М. Баштой [8, 9] встановлене, що для зменшення габаритів НШ число зубів шестерень - z бажано вибирати якомога менше. З мал. 1 бачимо, що із зменшенням числа



зубів з $183 = z$ до $71 = z$ габаритні розміри НШ зменшуються більш ніж удвічі при збереженні РОН.



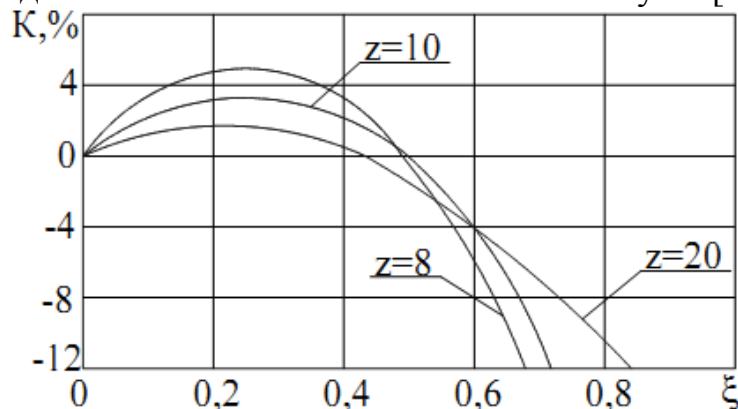
Малюнок 1 - Порівняльні габарити шестерінчастих насосів рівної продуктивності взаємності від числа зубів шестерень $71 = z$, $123 = z$, $183 = z$ [8, 9]

На мал. 2 представлена залежність коефіцієнта D_o у відсотках від КПС - ξ і числа зубів шестерень [10].

З мал. 2 бачимо, що оптимальне значення КПС лежить в межах [10]:

$$0,2 \leq \xi \leq 0,3. \quad (3)$$

Окрім цього з мал. 2 бачимо, що найбільший вплив на підвищення подачі НШ надає КПС на 33 з мінімальним числом зубів [10].



Малюнок 2 – Залежність коефіцієнта D_o від КПС - ξ по Козероду Ю.В. [10]

Окрім збільшення РОН одним з методів збільшення подачі НШ, як слід із залежності (2), є збільшення частоти його обертання - n . Метод володіє цілим рядом переваг, а саме:

- прямо пропорційною залежністю подачі НШ - Q частоті його обертання - n , а оскільки, при цьому маса і габарити НШ залишаються без зміни, то це дозволяє пропорційно збільшити і питому подачу НШ;
- збільшенням здатності гідродинамічних підшипників, що несе ковзання;
- збільшенням тиску, НШ, що розвивається.

До істотних недоліків методу є проблема, що виникає в процесі всмоктування РЖ. Із збільшенням частоти обертання НШ пропорційно



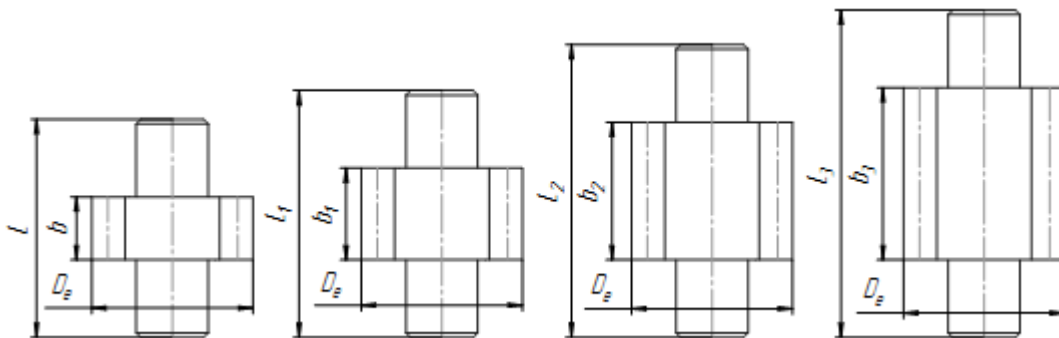
скорочується час на заповнення камери всмоктування. Оскільки, при цьому зростають і відцентрові сили, що перешкоджають процесу всмоктування, які пропорційні квадрату кутової швидкості, то гострота проблеми ще більш зростає.

Аналізуючи конструктивні вирішення підвищення подачі НШ розглянемо збільшення РОН НШ наступними дорогами:

- збільшенням ширини вінців шестерень - b , мм;
- збільшенням зовнішнього діаметру шестерень насосів – D_e , мм, що може бути реалізовано.

Одним з простих методів збільшення подачі НШ за допомогою збільшення РОН є збільшення ширини вінця шестерень - b . Цей метод дуже зручний для збільшення типорозміру НШ в межах типорозмірного ряду.

На мал. 3 представлені ескізи шестерень насосів, що відрізняються один від одного лише шириною вінців. На мал. 4 фотографії шестерень насосів, що випускаються на ВАТ «Гидросила» з однаковим модулем - $m=const$ і однаковою кількістю зубів $z=const$, але різної ширини вінців шестерень - b .



Малюнок 3 - Ескізи шестерень одного типорозмірного ряду, вінців, що відрізняються шириною



Малюнок 4 - Фотографії шестерень НШ, подачу яких збільшує шляхом збільшення ширини вінців шестерень - b (Кіровоградське ВАТ «Гидросила»)

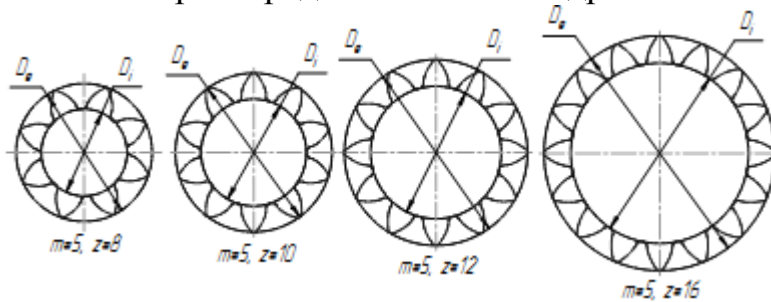
До недоліків способу збільшення РОН збільшенням ширини вінців шестерень слід віднести:

- конструктивні обмеження способу із-за надмірно зростаючого навантаження напідшипники насоса;
- технологічні обмеження, пов'язані із зменшенням точності такого параметра, як погрішність на пряму зубів шестерень при виготовленні шестерень із збільшеною шириною вінців;

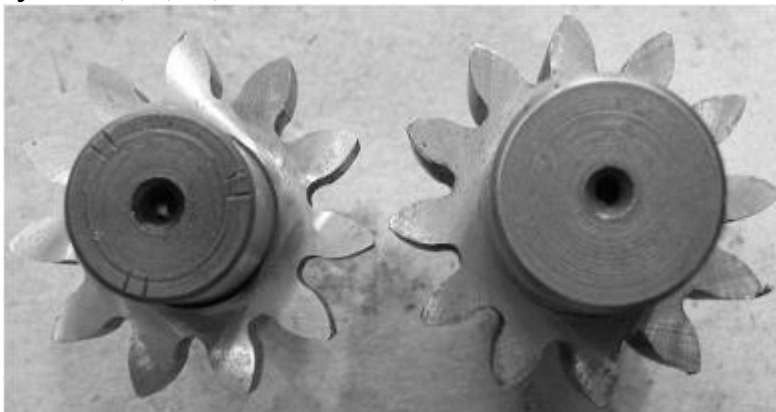


- пропорційне збільшення, як РОН, так і габаритів шестерень і всього насоса в цілому, що не сприяє підвищенню питомого показника потужності, а означає і не сприяє зростанню технічного рівня НШ.

На мал. 5 представлені ескізи вінців шестерень, розрахованих для модуля $m=5\text{мм}$ і різного числа зубів $16,12,10,8=z$. На мал. 6 представлені фотографії шестерень насосів НШ з різним числом зубів і однаковим модулем, що випускаються Кіровоградським ВАТ «Гидросила».



Малюнок 5 - Ескізи вінців шестерень при постійному модулі $m=5\text{мм}$ та числі зубів $16,12,10,8=z$



Малюнок 6 - Фотографії шестерень НШ, що випускаються Кіровоградським ВАТ «Гидросила» з різним числом зубів і однаковим модулем $m=4,5\text{мм}$

Для подальшої оцінки описаних способів підвищення подачі НШ дуже поважно було відмітити при аналізі даних тенденцію, що полягає в тому, що із зростанням зовнішнього діаметру шестерень зменшується частота обертання насоса [11]. Це пояснюється тим, що із зростанням зовнішнього діаметру зростає лінійна швидкість вершин зубів при обертанні шестерень і виникає небезпека переходу від ламінарного до турбулентного режиму перебігу РЖ, що призводить до різкого зниження об'ємного ККД НШ [12, 13]. А тому в НШ РОН, який підвищують традиційним методами - збільшенням габаритних розмірів шестерень показник питомої потужності падає.

З вищевикладеного можна зробити наступні виводи.

1. Що існують математичній моделі не повною мірою пояснюють принцип нагнітання РЖ в НШ, що стримує розвиток НШ у напрямі підвищення його подачі.



2. Відомі роботи по збільшенню подачі в більшості випадків, по своєму змісту тяжіють до теоретико-емпіричному характеру і їх аналіз показав, що в теперішній час всі вони досягли своєї межі можливостей.

3. Відсутність постановки завдання підвищення питомої подачі НШ супроводжується неоднозначністю і суперечністю результатів, що наводяться, в частковості про міру впливу параметрів ЗЗ на підвищення подачі НШ, а також пояснює те, що до цих пір не був запропонований критерій оптимізації ЗЗ в напрямі підвищення питомої подачі насоса. Подальше підвищення подачі і питомої подачі зв'язано з необхідністю проведення нових поглиблених теоретичних досліджень цього питання.

4. Аналізуючи відомі способи розрахунку геометричних параметрів ЗЗ ШН приходимо до висновку про те, що подальший розвиток насособудування пред'являє до ЗЗ НШ нові вимоги, які не можуть бути реалізовані і при використанні відомих методик розрахунку. Одним з напрямів подальших теоретичних досліджень є розробка нової методики розрахунку ЗЗ, яка направлена на підвищення подачі і питомій подачі НШ і яка направлена на проектування і розрахунок ЗЗ, адаптованого до особливостей НШ.

6. Попередніми пошуковими дослідженнями встановлено, що, змінюючи параметри ЗЗ можна істотно підвищити технічний рівень НШ по подачі, що є передумовою для подальшого розвитку теоретичних і експериментальних досліджень по оптимізації ЗЗ НШ у напрямі підвищення його питомої подачі.

Метою подальших досліджень є підвищення технічного рівня шестерінчастого насоса збільшенням його функціональних можливостей по питомій подачі шляхом вдосконалення і оптимізації параметрів ЗЗ шестерень насоса.