

АГРОІНЖЕНЕРІЯ

УДК 624.664

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5\(36\).1.197-203](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5(36).1.197-203)

Ю. В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, **М. В. Красота**, доц., канд. техн. наук,
Т. В. Руденко, доц., канд. техн. наук, **О.Л. Пузирьов**, канд. техн. наук, **К.В. Зворигін**
Центральноукраїнський національний технічний університет, м.Кропивницький, Україна
e-mail: r-t-v@mail.ua

Підвищення подачі шестеренних насосів засобів транспорту та сільськогосподарської техніки

Одним з напрямів подальшого вдосконалення конструкції шестеренних насосів гідроприводу сільськогосподарських машин та засобів транспорту є підвищення його питомих показників подачі. Математична модель подачі шестеренного насоса, що пропонується дозволяє визначити параметри зубчастого зачеплення, які мають найбільший вплив на питому подачу шестеренного насоса.

шестеренний насос, зубчате зачеплення, подача насоса, робочий об'єм насоса, коефіцієнт використання об'єму вінців шестерен

Постановка проблеми. Шестеренні насоси знайшли широке розповсюдження в гідросистемах тракторів, автомобілів, збиральних комбайнів, навантажувачів, косарок, сівалок і інших сільськогосподарських машин. Шестеренні насоси відрізняються надзвичайною простотою конструкції, мінімальною кількістю рухомих деталей, відсутністю зворотно-поступального руху, що викликає негативний вплив сил інерції; низькою собівартістю і простотою виготовлення; невибагливістю в експлуатації; високою надійністю і досить високими питомими технічними характеристиками. Шестеренному насосу властива найнижча чутливість до забруднення робочої рідини [1, 2, 4], що часто, є одним з визначальних чинників вибору типу насоса для експлуатації в умовах підвищеної запиленості, що характерно для сільськогосподарського виробництва [3].

Одним із перспективних напрямків подальшого розвитку шестеренного насоса є підвищення його подачі (продуктивності). І якщо проектування насоса з підвищеною подачею вирішується шляхом збільшення його габаритних розмірів - представляє собою інженерну задачу, то підвищення подачі при збереженні його габаритних розмірів, тобто підвищення питомої подачі і питомої потужності насоса є доволі складною науковою проблемою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботах Т.М. Башти [5, 10] представлені результати теоретико-емпіричного дослідження залежності габаритних розмірів НШ від параметрів зубчастого зачеплення (ЗЗ) його шестерень. У цьому Т.М. Баштою [5, 9] встановлено, що для зменшення габаритів НШ число зубів шестерень – z бажано вибирати якнайменше. З рис. 1 бачимо, що із зменшенням числа зубів із $z3 = 18$ до $z1 = 7$ габаритні розміри НШ зменшуються більш ніж удвічі за збереження робочого об'єму насоса (РОН).

Отже Т.М. Башта [5] встановив, що при проектуванні НШ для збільшення питомих показників з подачі рекомендується число зубів шестерень вибирати, якнайменшим, за інших рівних умов. При цьому швидкість зростання подачі НШ перевищує швидкість зростання її габаритних розмірів.

Сутність запропонованої Юдіним Є.М. [10] методики підвищення подачі НШ зводиться до одночасного впливу на РОН двох вихідних параметрів - КПС - ξ та коефіцієнта висоти головки зуба шестерень - χ . Обидва вказані коефіцієнти спрямовані на збільшення зовнішнього діаметра шестерень - D_e , що сприяє збільшенню РОН. Діяльність Козерода Ю.В. досліджувався вплив числа зубів шестерень - z та коефіцієнт профільного зміщення (КПЗ) - ξ на подачу НШ [3]

В роботі [11] визначено, що швидкості обертання шестерень і радіуси, що сполучають осі шестерень в точці зачеплення не рівні між собою. Це пояснюється відносним ковзанням евольвентних профілів шестерень під час їх обертання. Це явище є передумовою для подальшого розвитку та створення математичних моделей у контексті підвищення подачі шестеренних гідромашин.

Окрім цього найбільший вплив на підвищення подання НШ робить КПЗ на ЗЗ з мінімальним числом зубів [5]. Робота Лурье З.Я [8] присвячена багатокритерійній оптимізації параметрів ЗЗ НШ. У якості критеріїв оптимізації були вибрані параметри, визначальні якість роботи ЗЗ. До цих параметрів автори відносять : коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення (КПЗЗ) - ϵ , питомий коефіцієнт ковзання - λ , товщину зуба у вершини зуба - Se , а також відсутність інтерференції зубів шестерень. Робота присвячена дослідженню ММ ЗЗ, яка описує основні залежності розрахунку ЗЗ, з відповідними обмеженнями на область існування ЗЗ, а також взаємозв'язок параметрів ЗЗ з функціональними параметрами НШ. Але оскільки автори роботи [8] ставили завдання знайти оптимальні параметри, які б одночасно задовольняли багатьом критеріям працездатності ЗЗ усередині існуючої системи розрахунку, то природно, знайти відповідь, як підвищити питома подання НШ не вдалося.

Постановка завдання. Метою даної публікації є розробка математичної моделі подачі шестеренного насоса, яка дозволить розробити методику розрахунку зубчастого зачеплення насоса з підвищеною питомою подачею.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі досліджень:

1. Дослідити існуючі методи підвищення подачі шестеренного насоса.
2. Запропонувати критерій оптимізації параметрів зубчастого зачеплення шестеренного насоса в напрямку підвищення його питомої подачі.
3. Запропонувати методику розрахунку параметрів зубчастого зачеплення шестеренного насоса в напрямку підвищення його питомої подачі.

Викладення основного матеріалу. Подачу шестеренного насоса визначають у відповідно до залежності [6]:

$$Q = q n = 0,5 \pi b (D_e^2 - d^2 - 0,333 t_0^2) n, \quad (1)$$

де q – робочий об'єм шестеренного насоса, мм³;

b – ширина шестерні, мм;

D_e – зовнішній діаметр шестерень насоса, мм;

d – діаметр початкового кола, мм;

t_0 – крок зачеплення по основному колу, мм;

n – частота обертання приводу насоса об/с.

Із залежності (1) бачимо, що підвищити подачу шестеренного насоса можливо, як за рахунок збільшення робочого об'єму насоса (РОН), так і за рахунок підвищення частоти обертання, так і

Підвищення частоти обертання приводу насоса є перспективним методом, але вирішувати його необхідно на рівні надсистеми - шляхом збільшення частоти обертання приводу насоса.

У цій публікації наведені шляхи підвищення подачі через збільшення РОН.

Складові залежності (1) можна представити у вигляді:

– зовнішній діаметр шестерень:

$$D_e = \frac{d_0}{\cos \gamma_e}; \quad (2)$$

– діаметр початкового кола:

$$d = \frac{d_0}{\cos \alpha}; \quad (3)$$

– крок зачеплення по основному колу:

$$t_0 = \frac{d_0 \pi}{z}; \quad (4)$$

– діаметр основного кола:

$$d_0 = m z \cos \alpha_0, \quad (5)$$

де γ_e – кут верхівки евольвенти зубця шестерні, град;

α – кут зачеплення, град.

З математичної моделі подачі (1) - (5) бачимо, що РОН насоса залежить від наступних параметрів: ширини вінців шестерень – b , зовнішнього діаметру шестерень – D_e , від числа зубців шестерень – z , модулю зачеплення – m , коефіцієнту профільного зміщення – ξ і коефіцієнту висоти головки зубця – χ .

Звичайно підвищення подачі шестеренного насоса пов'язані із зростанням габаритних розмірів робочих елементів насоса – шестерень, що викликає також зростанням габаритних розмірів і маси, як всього качаючого вузла, так і насоса в цілому. Такі методи підвищення подачі звичайно відносяться до екстенсивних шляхів розвитку. Ці методи вичерпали свої можливості і не сприяють підвищенню технічного рівня шестеренного насоса за питомими показниками.

Підставивши залежності (2) - (5) в (1), після перетворень отримаємо формулу для визначення РОН у вигляді:

$$V_0 = 0,5 \pi b m^2 z^2 \cos^2 \alpha_0 \cdot \left[\left(\frac{1}{\cos \gamma_e} \right)^2 - \left(\frac{1}{\cos \alpha} \right)^2 - 0,333 \left(\frac{\pi}{z} \right)^2 \right]. \quad (6)$$

Із залежності (6) можна побачити які параметри впливають на РОН.

Досконалість зубчатого зачеплення насоса по подачі нами пропонується визначати за допомогою коефіцієнта використання об'єму вінців шестерень (КВОВШ). Цей безрозмірний коефіцієнт визначається, як відношенням робочого об'єму насоса до об'єму, що займається вінцями шестерень насоса:

$$K_v = \frac{V_0}{D_e b (0,25 \pi D_e + d)}. \quad (7)$$

Підставивши в залежність (7) значення робочого об'єму з (1), отримаємо:

$$K_v = 0,5 \pi \frac{(D_e^2 - d^2 - 0,333 t_0^2)}{(0,25 \pi D_e^2 + d D_e)}. \quad (8)$$

Після підстановки в залежність (8) значення складових з (2), (3), (4) і (5), отримаємо:

$$K_v = 0,5 \pi \frac{\left(1 - \frac{\cos^2 \gamma_e}{\cos^2 \alpha} - \frac{\pi^2 \cos^2 \gamma_e}{3 z^2} \right)}{\left(0,25 \cdot \pi + \frac{\cos \gamma_e}{\cos \alpha} \right)}. \quad (9)$$

Використовуючи безрозмірний КВОВШ - K_V можна легко оцінити переваги зубчатого зачеплення будь-яких двох пар шестерень по подачі.

Із залежностей (8) і (9), бачимо, що КВОВШ не залежить від модуля зачеплення - m , що є несподіваним результатом, адже відомо, що модуль грає велику роль в підвищенні подачі насоса. Відомо, що модуль зубчатого зачеплення грає роль масштабного коефіцієнта, тобто із зростанням модуля зростає РОН, але при цьому ростуть габаритні розміри і маса насоса. Тому підвищення РОН за рахунок збільшення модуля зубчатого зачеплення має свої обмеження, більш того така методика збільшення подачі не в змозі забезпечити підвищити питому подачу, а значить і не підвищує технічний рівень насоса по цьому параметру.

В процесі дослідження залежностей (8) і (9) нами були виявлені параметри зубчатого зачеплення, які мають найбільш істотний вплив на КВОВШ:

- зміна зовнішнього діаметру шестерень - ΔD_e , мм;
- зміна початкового діаметру - Δd , мм;
- профільне зміщення шестерень - ξm , мм;
- висота головки зуба - χm , мм.

На рис. 1, в порівнянні, представлені графічні залежності КВОВШ від вказаних параметрів зубчатого зачеплення.

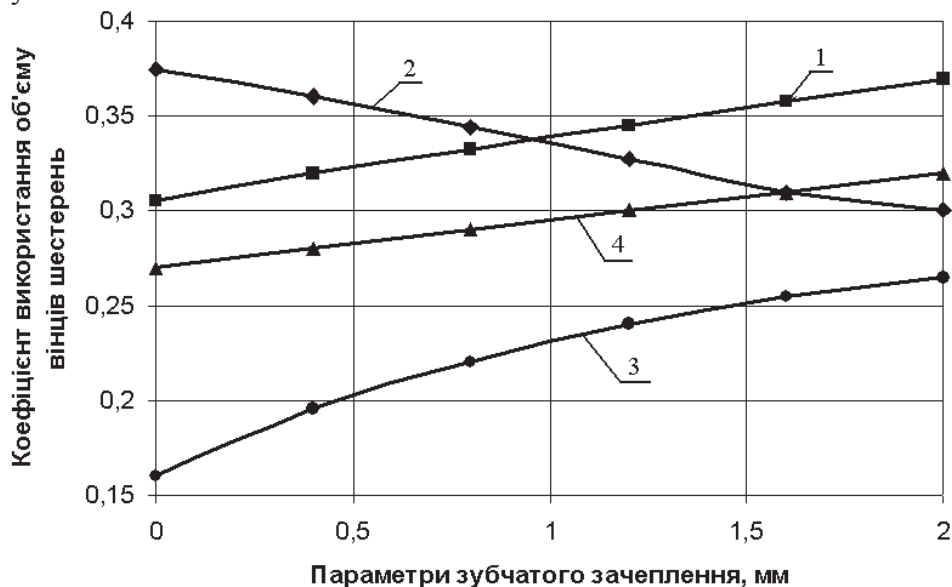


Рисунок 1 – Графіки залежності КВОВШ - K_V від різних параметрів зубчатого зачеплення:

- 1 – від зміни зовнішнього діаметру шестерень - ΔD_e , 2 – від зміни діаметру початкового кола - Δd ,
3 – від профільного зміщення - ξm і 4 – від висоти головки зуба - χm

Джерело: розроблено авторами

Аналізуючи графічні залежності, представлені на рис. 1, бачимо, що найбільший вплив на КВОВШ - K_V має профільне зміщення - ξm , далі зміна зовнішнього діаметру шестерень - ΔD_e і висота головки зуба - χm . Залежність КВОВШ - K_V від діаметру початкового кола - Δd носить спадаючий характер.

Крім цього, дослідженнями було встановлено, що визначальну роль на величину КВОВШ - K_V насоса грає число зубців шестерень. Для визначення цієї залежності використовували метод чисельного експерименту. При цьому задавалися наступними початковими даними:

- числом зубців - $z = 5...25$;
- модулем зачеплення - $m = 5 \text{ мм}$;
- кутом початкового профілю - $\alpha_0 = 20^\circ$;
- коефіцієнтом профільного зміщення, який приймаємо $\xi = 0,6$ (для насосів типу НШ-32 УК).

Знайшовши першу похідну від функції залежності КВОВШ - K_V (9) по числу зубців отримаємо залежність для розрахунку швидкості зміни КВОВШ.

На рис. 2 представлені результати досліджень – графіки залежності КВОВШ - K_V і швидкості зміни КВОВШ - VK_V від числа зубців шестерень.

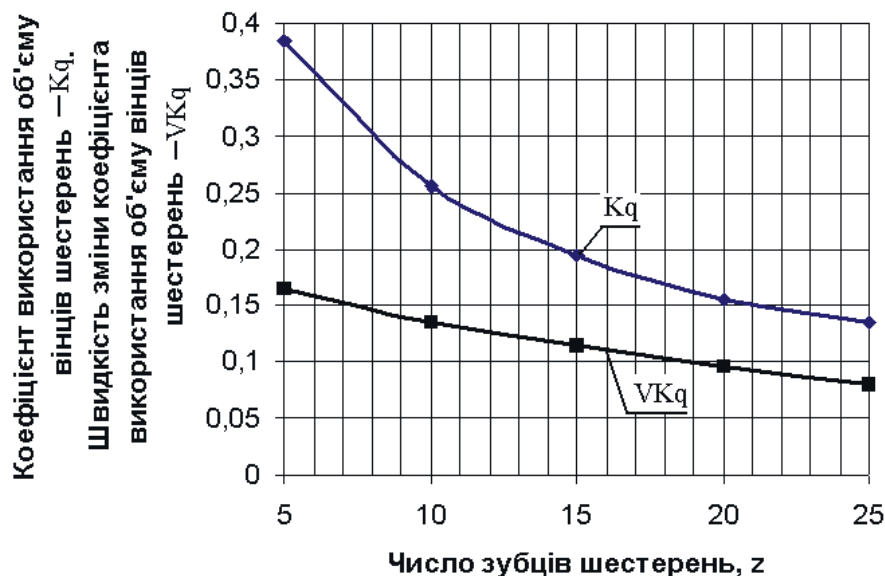


Рисунок 2 – Характер залежності КВОВШ - K_V і швидкості зміни КВОВШ - VK_V , при зміні числа зубців – на інтервалі $z = 5...25$

Джерело: розроблено авторами

Проведеними дослідженнями виявлений впливу параметрів зубчатого зачеплення на КВОВШ - K_V , що дозволяє намітити шляхи вдосконалення зубчатого зачеплення шестеренного насоса у напрямі підвищення його КВОВШ- K_V .

Отримана математична модель дозволяє розробити методику розрахунку зубчастого зачеплення шестеренного насоса із збільшеним КВОВШ - K_V . А підвищення КВОВШ - K_V безпосереднім чином пов'язано з підвищенням РОН і подачі шестеренного насоса:

$$V_0 = K_V \cdot D_e \cdot b \cdot (0,25 \pi D_e + d). \quad (10)$$

Подальші дослідження передбачається провести шляхом досліджень експериментальних зразків насосів з підвищеною питомою подачею.

Із залежності (10), бачимо, що КВОВШ - K_V визначає яку частину об'єму, займаного в'яцями шестерень складає РОН і тим самим характеризує переваги зубчатого зачеплення по питомій подачі.

Висновки

1. Отримана математична модель робочого об'єму шестеренного насоса дозволяє використовувати її для оптимізації зубчатого зачеплення у напрямі підвищення питомої подачі шестеренного насоса.

2. Результати вищенаведених дослідження, а також виробничий досвід свідчить про те, що найбільш істотний вплив на КВОВШ - K_v надає число зубців шестерень насоса - z . При цьому зменшення числа зубців сприяє збільшенню КВОВШ. Мінімальне число зубців працездатного зубчатого зачеплення, яке зараз використовується в промисловості складає $z = 8$ зубців, що є класичним числом зубців шестерень насосів з середнім значенням РОН - $q = 32...50 \text{ см}^3$

3. Після вибору певного числа зубців і початкового діаметру - конкуруючими параметрами, що найбільш істотно впливають на збільшення КВОВШ, - K_v є профільне зміщення - ξt , зміна зовнішнього діаметру шестерень - ΔD_e і висота головки зубця - χt .

Список літератури

1. Аврунин Г. А., Кабаненко И. В., Хавиль В. В. Анализ современного технического уровня гидрообъемных передач. *Вибрации в технике и технологиях*. 2003. № 4 (30). С. 3 - 6.
2. Барышев В.И. Повышение технического уровня и надежности гидропривода тракторов и сельхозмашин в эксплуатации: автореф. дисс. на соискание учен. степени докт. техн. наук. Челябинск, 1989. 26 с.
3. Козерод Ю.В. Исследование влияния геометрических параметров зацепления на качественные показатели шестеренного насоса: автореферат дисс.. на соискание учен. степени канд. техн. наук. Москва, 1977. 17 с.
4. Башта Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств. Изд. 3-у перераб. и доп. Гос. научно-технич. издат. Оборонгиз. М.: Машиностроение, 1961. 475 с.
5. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для ВУЗов. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.
6. Кулешков Ю.В. Оценка методов определения объемной подачи шестеренных насос НШ. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2004. Вип. 34. С. 178-186.
7. Лурье З.Я., Коваленко И.В. Математическая модель качающего узла шестеренного насоса, как объекта многокритериальной оптимизации. *Вибрации в технике и технологиях*. 2003. Вип. 3(29). С.9-13
8. Основы теории и конструирования объемных гидропередач / Кулагин Л.В. и др; под ред. д.т.н., проф. В.Н. Прокофьева. М.: Высшая школа, 1968. 399 с.
9. ГСТУ 3-25-180-97. Насоси шестеренні об'ємного гідроприводу. Технічні умови. Мінпром політики України. Київ, 1998. 48 с.
10. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1964. 236 с.
11. Yuri V. KULESHKOV, Timofey V. RUDENKO, Mikhailo V. KRASOTA, Miroslav BOŠANSKÝ, František TÓTH . Performance features of tooth gearing in gear hydraulic machines. *Acta Technologica Agriculturae 2 Nitra, Slovaca Universitas Agriculturae Nitriae*, 2021, pp. 84–91

References

1. Avrunin, G., Kabanenko, I. & Havil, V (2003). Analiz sovremennogo tehničeskogo urovny gidroobemnyh peredach [Analysis of the current technical level of hydrostatic transmissions] . *Vibracii v tehnike s tehnologiyh – Vibrations in engineering and technology*, 4 (30), 3 - 6 [in Ukrainian].
2. Baryshev, V. (1989). Povyshenie tehničeskogo urovny i nadygnosti gidroprivoda traktorov i selhozmashin v ekspluo-tacii [Improving the technical level and reliability of the hydraulic drive of tractors and agricultural machines in operation] . *Extended abstract of doctor's thesis*. Chelybinsk [in Russian].
3. Kozerod, Y. (1977). Issledovanie vliyaniya geometricheskikh parametrov zacepleniya na kachestvenne pokazateli shesterennogo nasosa [Study of the influence of the geometrical parameters of the gearing on the quality indicators of the gear pump] . *Extended abstract of candidate's thesis*. Moscow [in Russian].
4. Bashta, T.M. (1961). *Rascheti i konstruktsiya samoletnykh gidravlicheskih ustroystv* [Calculations and design of aircraft hydraulic devices]. (3d ed.). Gos. nauch-tehn. izdat. Oborongiz. Moscow [in Russian].

5. Bashta, T.M. (1974). *Ob`emnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem [Positive displacement pumps and hydraulic motors for hydraulic systems]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
6. Kuleshkov, Yu.V. (2004). Otsenka metodov opredeleniya ob`emnoy podachi shesterennykh nasos NSH [Assessment of methods for determining the volumetric flow of gear pump NSH]. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia sil'skohospodars'kykh mashyn: zahal'noderzh.mizhvid.nauk.-tekhn. zb. – Design, manufacture and operation of agricultural machinery, Vol. 34*. 178-186 [in Ukrainian].
7. Lur'ye, Z.Ya. & Kovalenko, I.V. (2003). Matematicheskaya model' kachayushchego uzla shesterennogo nasosa, kak ob`yekt mnogokriterial'noy optimizatsii [Mathematical model of the pumping unit of a gear pump as an object of multi-criteria optimization]. *Vibratsii v tekhnike i tekhnologiyakh – Vibrations in engineering and technology, 3 (29)*, 9-13 [in Ukrainian].
8. Kulagin, L. Demidov, Y., Prokofiev, V. & Kondakov, A. (1968). *Osnovy teorii i konstruirovaniya ob`emnykh gidroperedach [Fundamentals of the theory and design of volumetric hydraulic transmissions]*. Moscow: Vysshaya shkola [in Russian].
9. Nasosy shesterenni obemnogo gidropruvodu [Gear pump of volumetric hydraulic drive]. (1998). *Tekhnichni umovu GSTU 3-25-180-97*. Kyiv: Minprompolituka Ukrainy [in Ukrainian].
10. Ydin, E. (1964). Shesterennue nasosy [Gear pumps]. *Basic parameters and their calculation*. (2d ed.). Moscow Mashinostroenie [in Russian].
11. Yuri V. Kuleshkov, Timofey V. Rudenko, Mikhailo V. Krasota, Mirosлав Bosansky & František Toth (2021). Performance features of tooth gearing in gear hydraulic machines. *Acta Technologica Agriculturae 2 Nitra, Slovaca Universitas Agriculturae Nitriae*, pp. 84–91

Yuriy Kuleshkov, Prof., Dsc., **Mykhailo Krasota**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Timofey Rudenko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Olexandr Puzyrov**, PhD tech. sci., **Kyrylo Zvoryhin**, master
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Increasing the Supply of Gear Pumps for Vehicles and Agricultural Machinery

The purpose of this publication is to develop a mathematical model of the gear pump, which will develop a method for calculating the gearing of the pump with increased specific feed. One of the promising areas for further development of the gear pump is to increase its supply. And if the design of the pump with high flow is solved by increasing its dimensions - is an engineering problem, then increase the flow while maintaining its dimensions, ie increase the specific flow and specific power of the pump is a rather difficult scientific problem.

Using the dimensionless GCUR - it is possible to estimate easily advantages of gearing of any two pairs of gear wheels on giving. From the dependences we see that the GCUR does not depend on the gearing module, which is an unexpected result, because it is known that the module plays a major role in increasing the supply of the pump. It is known that the gearing module plays the role of a scale factor, that is, with the growth of the module increases the RON, but the overall dimensions and weight of the pump increase. Therefore, increasing the RON by increasing the gearing module has its limitations, moreover, this method of increasing the feed is not able to increase the specific feed, and therefore does not increase the technical level of the pump on this parameter

The results of the above studies, as well as production experience, show that the most significant effect on the volume utilization of the gear rings has the number of teeth of the pump gears. At the same time, reducing the number of teeth helps to increase the utilization rate of the gear rings. The minimum number of gear teeth $z = 8$ currently in use in the industry is teeth, which is the classic number of teeth of pump gears with an average value of working volume $-q = 32...50 \text{ cm}^3$.

gear pump, gearing, pump feed, pump displacement, gear crown utilization ratio

Одержано (Received) 09.03.2022

Прорецензовано (Reviewed) 18.03.2022

Прийнято до друку (Approved) 31.03.2022