

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Р.А. Осин, канд. техн. наук, Т.В. Руденко, канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Особенности проектирования шестеренного насоса с повышенной подачей

На основе разработанных новых физических и математических моделей процесса подачи шестеренного насоса была предложена методика расчета параметров зубчатого зацепления с оптимальными параметрами. Решена задача адаптации шестеренного насоса с увеличенным удельным рабочим объемом к условиям производства, что обеспечило получение экономического эффекта.

шестеренный насос, зубчатое зацепление, рабочий объем насоса, рабочая жидкость

Повышение функциональных параметров шестеренного насоса с увеличенным удельным рабочим объемом. В результате теоретических исследований была разработана новая физическая модель мгновенной подачи шестеренного насоса (НШ), описывающая рабочий процесс мгновенной подачи в виде двух противоположно направленных движений элементов шестерен относительно камеры нагнетания НШ. Встречное движение зубьев шестерен до момента их зацепления уменьшают объем камеры нагнетания, что обеспечивает нагнетание рабочей жидкости (РЖ). После зацепления этих зубьев их роль меняется по отношению к следующей нагнетающей паре на противоположную – они увеличивают объем камеры нагнетания, тем самым уменьшая подачу РЖ. Скорость нагнетания выше скорости противодействующего движения элементов шестерен, что и обеспечивает нагнетание рабочей жидкости в НШ. Предложенная новая физическая модель и разработанная на ее основе математическая модель процесса подачи РЖ НШ дает возможность объяснить многие особенности рабочего процесса подачи РЖ в НШ и является теоретической основой дальнейшего совершенствования НШ, в частности разработки математической модели оптимизации параметров зубчатого зацепления (ЗЗ) НШ [1-6].

Опираясь на полученные результаты теоретических исследований, было установлено, что перспективным направлением повышения удельного рабочего объема (РОН) НШ является уменьшение влияния на подачу отрицательной ее составляющей [1-6].

На основе представленных результатов теоретических исследований была предложена методика расчета ЗЗ НШ, обеспечивающего максимальное значение удельного рабочего объема насоса (РОН) для заданных условий проектирования.

На основе предложенной методики был рассчитан, спроектирован и изготовлен экспериментальный НШ с увеличенным удельным РОН (УУРОН), при конструировании которого использованы результаты теоретических и экспериментальных исследований [7, 8]. Рассчитанное по предлагаемой методике ЗЗ качающего узла и соответствующая конструкция НШ с УУРОН позволяет существенно повысить УУРОН и подачу без изменения габаритных размеров и массы насоса.

Основные геометрические и технические параметры ЗЗ экспериментального

НШ-32-3 УУРОН и их сравнение с серийным НШ 32-3 УК представлены в табл. 1.

Анализируя данные, представленные в табл. 1 приходим к следующим выводам. Габаритные размеры экспериментального насоса НШ-32-3 УУРОН, а именно наружный диаметр шестерен D_e и длина большей оси $G = A + D_e$ остались практически без изменения. Но при этом коэффициент использования объема венцов шестерен (КИОВШ) экспериментального насоса возрос до значения 0,3323, что на 11% больше, чем у серийного насоса, а РОН достиг значения 36,33 см³, что на 14,6 % больше чем у серийного, а удельная мощность, приходящаяся на единицу массы экспериментального НШ-32-3 УУРОН на 17% больше в сравнении с серийным НШ-32-3 УК.

Таблица 1 – Основные технические характеристики экспериментального НШ-32-3 УУРОН и их сравнение с серийным НШ-32-3 УК

Наименования технического параметра	Технические параметры	
	серийного НШ-32-3 УК	экспериментального
1. Модуль зубчатого зацепления m , мм	5	4,5
2. Количество зубьев шестерен z	8	10
3. Межцентровое расстояние A , мм	45	45
4. Угол зацепления α , град	33,35	20
5. Диаметр шестерен D_e , мм	55,0	56,0
6. Диаметр цапф d_z , мм	25	25
7. Ширина уплотнительного пояса h , мм	4,75	3,36
8. Длина большей оси $G = A + D_e$, мм	100	101
9. КИОВШ K_q , (%)	0,300 (100%)	0,3323 (111%)
10. Ширина шестерни b , мм	22,0	22,0
11. Рабочий объем насоса Q , см ³	31,7 (100%)	36,33 (114,6 %)
12. Частота вращения n , об/с (об/мин)		
минимальная	8,3 (500)	8,3 (500)
номинальная	40 (2400)	40 (2400)
максимальная	50 (3000)	50 (3000)
13. Развиваемое давление, МПа		
номинальное	16,0	16,0
максимальное	21,0	21,0
14. Коэффициент подачи $n = 40$ об/с	0,92	0,94
15. Общий КПД	0,83	0,82
16. Длина цапф суммарная 27x2	54	54
17. Мощность НШ, кВт	18,665	21,856
18. Масса, кг	5,1	5,1
19. Удельная мощность, кВт/кг	3,660 (100%)	4,286 (117%)

Развиваемое экспериментальным насосом давление, коэффициент подачи, общий и механический КПД, частота вращения и технический ресурс не уступают серийным насосам. На рис. 1 представлен общий вид, внутреннее устройство и детали экспериментального НШ-32-3 УУРОН.

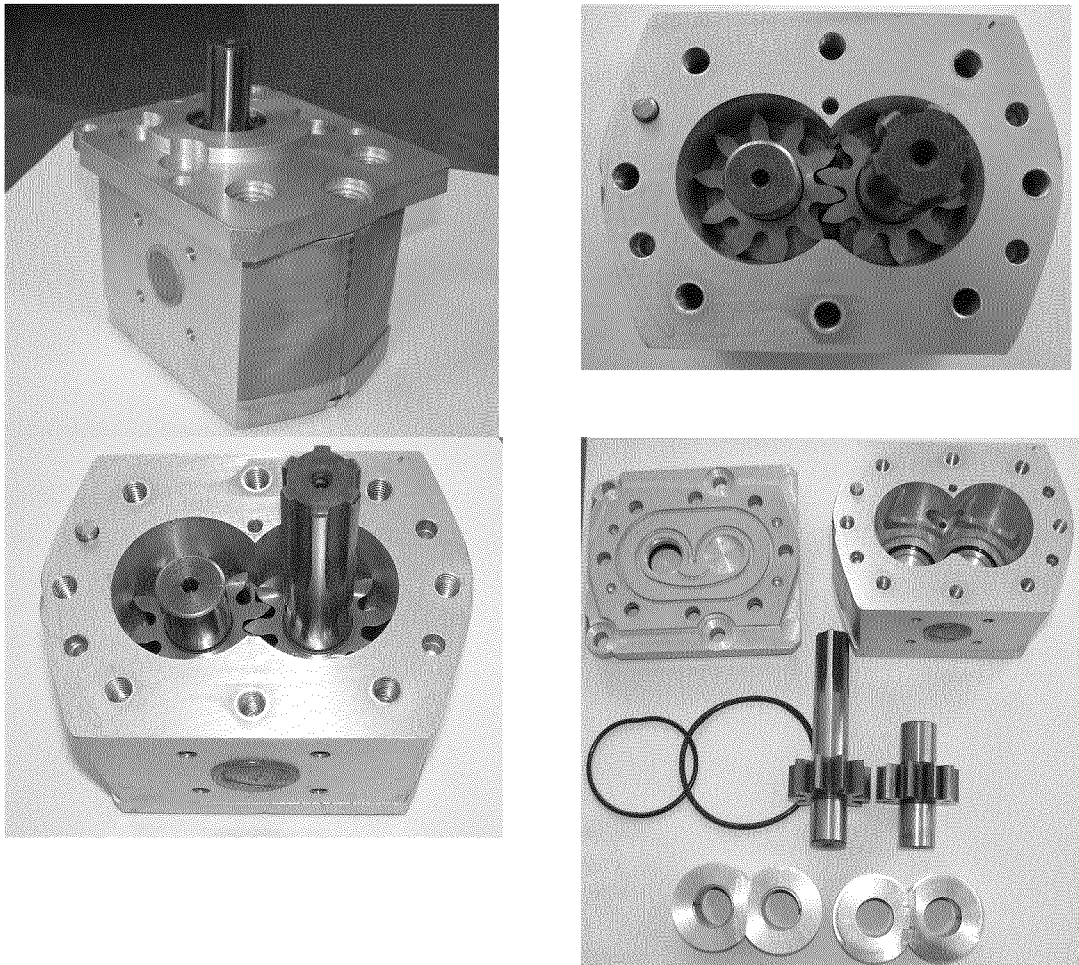


Рисунок 1 - Общий вид, устройство и детализовка экспериментального насоса с повышенной удельной подачей НШ-32-3 УУРОН

Столь существенное увеличение функциональных параметров экспериментального насоса НШ-32-3 УУРОН стало возможным благодаря использованию предложенной методике расчета ЗЗ. Следует также отметить то, что результаты могли бы быть существенно выше, однако жесткие ограничения производителей, которые были наложены на проектируемый насос НШ-32-3 УУРОН, а именно – оставить без изменения межцентровое расстояние $A = 45 \text{ мм}$, увеличить количество зубьев шестерен (табл. 1) – не позволили этого сделать.

Адаптация конструкции экспериментального НШ с увеличенным удельным рабочим объемом к условиям производства. В мировой практике с целью повышения эффективности организации производства все типоразмеры производимых насосов разбивают на типоразмерные ряды. В Украине используют следующие типоразмерные ряды: 1, 2, (2,5), 3, 4 и 5. Каждый типоразмерный ряд отличается своим типом ЗЗ. Наиболее массово производимыми насосами являются насосы 3-го типоразмерного ряда с РОН $V_0 = 20...50 \text{ см}^3$, а среди них выделяется насос с РОН $V_0 = 32 \text{ см}^3$. Переход от одного типоразмера к другому внутри типоразмерного ряда осуществляют изменением ширины венца шестерни - b .

В процессе оптимизации ЗЗ качающего узла был получен НШ, у которого РОН составляет $V_0 = 36,33 \text{ см}^3$. Для приведения РОН экспериментального НШ к стандартному значению $V_0 = 32 \text{ см}^3$ следует уменьшать ширину шестерни. Уменьшение ширины шестерен приводит к снижению нагрузки на подшипники

скольжения, что создает объективные предпосылки для уменьшения их длины, а значит и высоты всего насоса, т.е. уменьшения габаритов и массы НШ.

Известно, что подшипники являются важнейшими элементами, которые отвечают за технический ресурс НШ. Нагрузку на подшипники НШ по упрощенной формуле определяют в соответствии со следующей эмпирической зависимостью [9, 10]:

$$F = K p b D_e, \quad (1)$$

где p - давление, развиваемое насосом, Па;

b - ширина шестерни, м;

D_e - наружный диаметр шестерен, м;

$K = 0,75 \dots 0,85$ - коэффициент пропорциональности.

Существуют и иные оценки коэффициента пропорциональности $K = 0,65 \dots 1,15$. Однако, в литературе отсутствуют сведения о принципах выбора этого коэффициента, чем и объясняется такой большой разброс его значений. При этом в соответствии с формулой (1) для всех 33 независимо от их параметров дается одна и та же оценка влияния степени перекрытия шестерен на нагрузку : $K = 0,85$ [9, 10].

Возникает вопрос, почему коэффициент пропорциональности не равен единице $K = 1,0$? Предполагается, что часть площади шестерни, на которую воздействуют гидравлические силы, закрывается от их воздействия сопрягаемой шестерней.

Было предложено определять нагрузку на шестерню в соответствии с зависимостью:

$$F = \frac{p b G}{2} = p b \frac{A + D_e}{2}, \quad (2)$$

где A - межцентровое расстояние, мм;

G - длина большей оси НШ, мм;

D_e - наружный диаметр шестерен, мм;

b - ширина шестерен, мм.

При этом степень влияния КПЗЗ будет учитываться автоматически для каждого рассматриваемого ЗЗ.

Рассчитав нагрузку на шестерни насоса НШ-32УК по зависимостям (1) и (2) соответственно, получим:

$$F_1 = 0,85 \cdot 16 \cdot 22 \cdot 55 = 16\,456 \text{ Н};$$

$$F_2 = 16 \cdot 22 \frac{45 + 55}{2} = 17\,600 \text{ Н}.$$

Как видим, из приведенных расчетов предлагаемая зависимость (2) дает несколько завышенную оценку (на 6,5 %) нагрузки, что предупреждает недооценку нагружения шестерен.

Из вышеизложенного следует предположение о том, что приводя РОН экспериментального НШ с $K_{V_0} = 36,33 \text{ см}^3$ до $K_{V_0} = 32 \text{ см}^3$ путем уменьшения ширины шестерни с 22 мм до 19 мм возможно ожидать уменьшения нагрузки на цапфы шестерен, что даст возможность уменьшить их длину. Давление на цапфы шестерен было предложено определять в соответствии с зависимостью:

$$p_{ц} = \frac{p b (A + D_e)}{4 d_{ц} L_{ц}}, \quad (3)$$

где $d_{ц}$ - диаметр цапф, м;

$L_{ц}$ - длина одной цапфы, м.

Результаты расчетов параметров насоса представлены в табл. 2. Анализируя полученные данные видим, что при приведении РОН экспериментального насоса до уровня серийного путем уменьшения ширины шестерни до 19 мм, нагрузка на шестерни, а соответственно и на цапфы шестерен уменьшается на 13 %. Это дает возможность пропорционально уменьшить длину цапф шестерен.

Таблица 2 - Основные технические характеристики адаптированного экспериментального НШ 32 – 3 с УУРОН в сравнении с серийным насосом

Наименования технического параметра	Технические параметры	
	серийного насоса	экспериментального насоса
1. Марка шестеренного насоса	НШ-32-3 УК	НШ-32-3 УУРОН
2. Диаметр шестерен D_e , мм	55,0	56,0
3. Диаметр цапф d_z , мм	25	25
4. Длина большей оси $G = A + D_e$, мм	100	101
5. КИОВШ K_q (%%)	0,300 (100%)	0,3323 (111%)
6. Рабочий объем насоса Q , см ³	31,7	31,7
7. Ширина шестерни b , мм	22,0	19,0
8. Номинальное давление, МПа	16,0	16,0
8. Длина цапф суммарная 27 x 2, мм	54	54
9. Нагрузка на шестерни, Н	17600	15352
10. Давление на цапфы шестерен, МПа	13,04	11,37
11. Длина цапф после корректировки, суммарная, мм	54	47
12. Давление на цапфы шестерен после корректировки, МПа	13,04	13,07

Уменьшение суммарной длины цапф с 54 мм до 47 мм (табл. 2) позволяет выравнивать давление на цапфы шестерен до уровня давления в серийном насосе. Таким образом, благодаря меньшим габаритам предлагаемого 33 удалось уменьшить высоту шестерен на 10 мм, а это значит, что высоту каждой втулки можно сократить на 3,5 мм, а высоту корпуса на 10 мм. Из этого следует, что предлагаемое 33 позволяет снизить материалоемкость, энергоемкость и себестоимость изготовления НШ за счет уменьшения его габаритных размеров и размеров его элементов не менее чем на 10 %.

Расчетный годовой экономический эффект от внедрения предлагаемых изменений в конструкцию НШ составляет 5,16 млн. грн. при программе $N = 250000$ насосов в год. Экономический эффект получается за счет снижения затрат на материалы и на изготовление НШ.

Планируется внедрение предлагаемой конструкции НШ-32-3 УУРОН на Кировоградском ПАТ „Гидросила”.

Рекомендации по проектированию НШ с увеличенным удельным рабочим

объемом. Исходя из результатов теоретических и поисковых экспериментальных исследований, предлагается следующий алгоритм проектирования НШ с УУРОН. При разработке НШ с УУРОН возможны три случая проектирования.

Первый случай – это модернизация определенного типоразмерного ряда насосов с целью снижения материалоемкости и себестоимости НШ с УУРОН, а также в процессе ремонта с целью восстановления РОН НШ при минимальных затратах. Решить эту задачу можно путем оптимизации параметров ЗЗ для заданных ограничивающих условий. Исходными данными для этого случая проектирования является задание длины продольной оси проектируемого насоса $G = A + D_e$, минимально возможного для заказчика числа зубьев - z и толщины зуба на его вершине - S_e . Этих данных достаточно, чтобы воспользоваться алгоритмом оптимизации параметров ЗЗ. В результате оптимизации будут получены недостающие для проектирования ЗЗ – модуль зацепления - m , межцентровое расстояние - A и коэффициент профилевого смещения - ξ . Рассчитав оптимальные параметры ЗЗ, производим корректировку полученных данных в соответствии с требованиями стандартов. Здесь сделаем важное замечание, противоречащее общепринятым устоям о том, что при проектировании необходимо использовать стандартные значения модуля. Предлагается использовать расчетные значения модуля, что существенно повысит удельный РОН. После этого производим окончательный расчет параметров ЗЗ. Затем в соответствии с геометрическими параметрами ЗЗ проектируются подшипники, втулки подшипников и резинотехнические изделия. Корпусные детали: корпус и крышка остаются без изменений.

Второй случай – проектирование насоса, габаритные размеры которого соответствуют размерам ЗЗ на один типоразмерный ряд ниже, но которое способно обеспечить подачу насосов более высокого типоразмерного ряда.

Принципиально проектирование такого насоса не отличается от предыдущего случая. Такой переход не всегда можно обеспечить, а поэтому здесь не рекомендуется накладывать ограничения на количество зубьев шестерен - z и предлагается использовать не стандартный, а расчетный модуль ЗЗ КУ НШ.

Третий случай – разработка нового НШ с заданным РОН. В этом случае при проектировании используется минимальное количество ограничивающих факторов, что дает возможность максимально использовать все преимущества предлагаемой методики проектирования ЗЗ КУ НШ с оптимальными параметрами и получить максимальный эффект, как в техническом, так и в экономическом плане. Одним из предложений является использование ЗЗ с расчетным дробным модулем без перехода к стандартному ряду и ЗЗ с меньшим углом исходного профиля $\alpha_0 = 15^0 \dots 12^0$, что даст возможность полностью реализовать заложенный в предлагаемой методике потенциал.

Базируясь на полученных результатах теоретических и экспериментальных исследований, нами предлагается следующий алгоритм проектирования НШ с УУРОН, блок-схема которого представлена на рис. 2.

Технико-экономический эффект от внедрения экспериментального НШ с увеличенным удельным рабочим объемом в производство. Расчетный годовой экономический эффект от внедрения НШ с УУРОН в производство составит 5,16 млн. грн. при программе $N = 250000$ насосов в год.

Экономический эффект достигается за счет снижения затрат на материалы и на изготовление деталей НШ с уменьшенными размерами ширины венца и цапф.

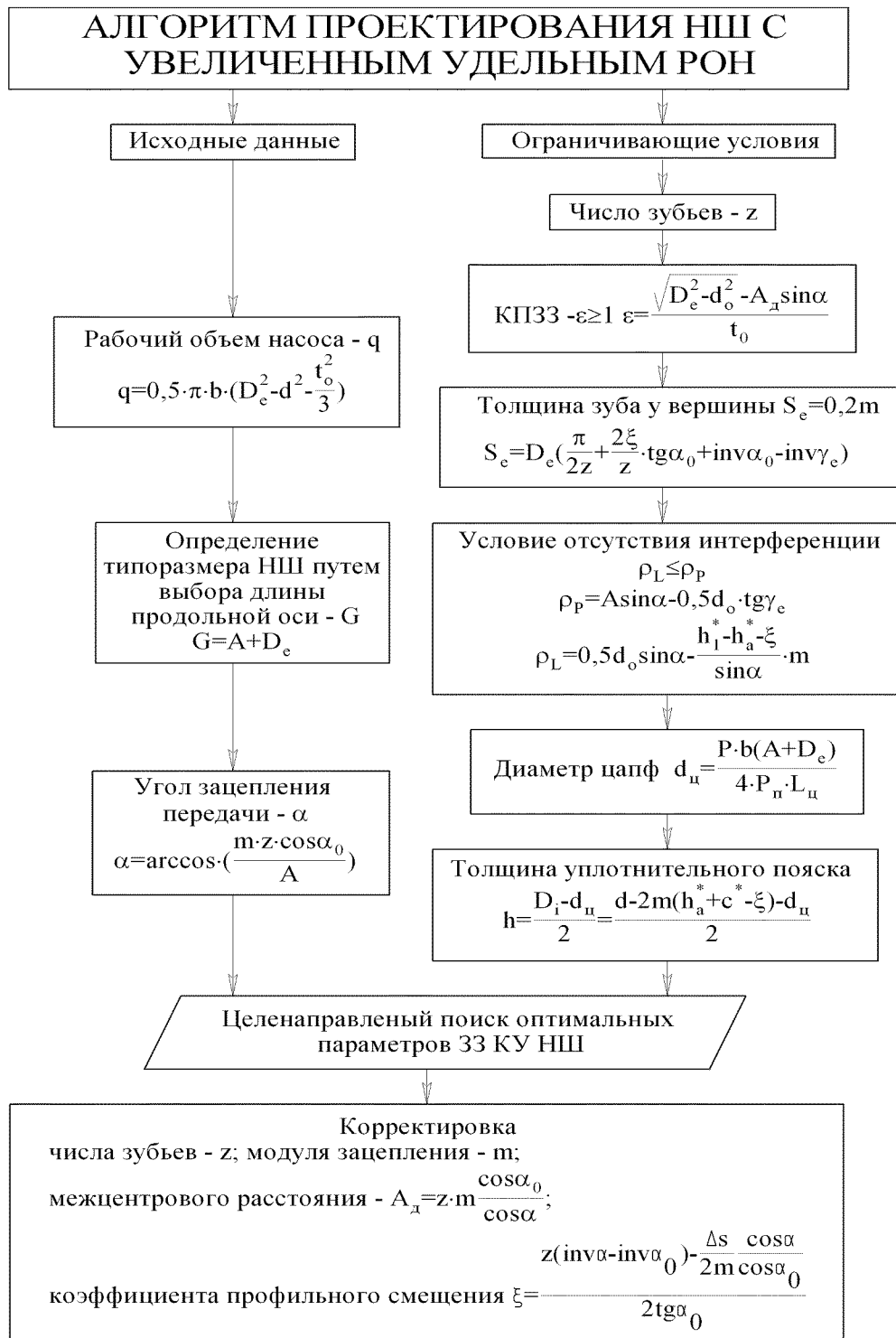


Рисунок 2 - Блок схема проектирования НШ с увеличенным удельным рабочим объемом

Выводы:

1. Разработанная методика расчета параметров 33 КУ НШ дала возможность спроектировать конструкцию НШ с увеличенным УРОН и подачей. При этом РОН, подача и развиваемая экспериментальным насосом мощность превосходит серийный насос на 14,6 %, а удельная мощность экспериментального НШ-32-3 УУРОН на 17% больше в сравнении с серийным НШ-32-3 УК.
2. Адаптация конструктивных параметров экспериментального НШ-32-3 УУРОН к существующему типоразмерному ряду позволила привести его РОН в

соответствие с техническими требованиями, что дало возможность снизить массу насоса на 10%, за счет чего и был получен экономический эффект в производстве.

3. Предлагаемая конструкция НШ–32–3 УУРОН принята к внедрению на Кировоградском ПАТ „Гидросила”. Ожидаемый экономический эффект от внедрения предлагаемой конструкции НШ-32-3 УУРОН при программе 250 тыс. в год составляет 5,16 млн. грн.

Список литературы

1. Черновол М.І., Кулешков Ю.В. Основні напрями вдосконалення шестеренних насосів сільськогосподарської техніки /Вісник аграрної науки, 2008. - № 8. – С. 52 - 54.
2. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса /[Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко А.А.] // Збірник наукових праць Кировоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація». – Кировоград, КНТУ, – 2008. – № 20. – С.253–262.
3. Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Руденко Т.В. Гуцул В.І., Осин Р.А. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насоса типу НШ від параметрів зубчастого зачеплення. /Збірник наукових праць Кировоградського національного технічного університету. «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація», Випуск 23. – Кировоград, 2010.– С. 278 – 390.
4. Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Осин Р.А., Повышение удельной подачи шестеренного насоса. MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture/ Volume 11A/ Simferopol – Lublin, 2009.- S.193 – 206.
5. Черновол М.І., Кулешков Ю.В. Оптимізація зубчастого зачеплення шестеренного насоса типу НШ у напрямі підвищення його питомого об'єму. /Вісник аграрної науки, 2011. - № 5. – С. 42 – 45.
6. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен / [Кулешков Ю.А., Черновол М.И., Без О.В., Титов Ю.А.] //Теория, конструкция и расчет – Кировоград: «КОД», 2009. – 243 с.
7. Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Магопечь С.О., Осин Р.А., Руденко Т.В., Бевз О.В. Спосіб підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин Патент на корисну модель (Україна) № 29840 від 25.01.2008.– Р. В23Р 6/00.
8. Кулешков Ю.В., Руденко Т.В., Осин Р.А., Кропівна А. В., Кулешкова К.Ю. Спосіб підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин. Патент на корисну модель (Україна) № 40093 від 25.03.2009 р. Бюл. № 6 2009 р., Бюл. № 6, 2009 р.
9. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет/ Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
10. Чиняев И.А. Роторные насосы: [справочное пособие] / Чиняев И.А. – Л.: Машиностроение, 1969. – 216 с.

Ю. Кулешков, Р. Осин, Т. Руденко, М. Красота

Особливості проектування шестеренного насоса з підвищеною подачею

На основі розроблених нових фізичних і математичних моделей процесу подачі шестеренного насоса була запропонована методика розрахунку параметрів зубчастого зачеплення з оптимальними параметрами. Розв'язана задача адаптації шестеренного насоса із збільшеним питомим робочим об'ємом до умов виробництва, що забезпечило отримання економічного ефекту.

Y.Kuleshkov, R.Osin, T. Rudenko, M. Krasota

Features of planning of cog-wheel na-coca with an enhanceable serve

On the basis of the worked out new physical and mathematical models of process of serve of шестеренного pump methodology of calculation of parameters of the toothed hooking was offered with optimal parameters. The task of adaptation of cog-wheel pump is decided with the megascopic specific swept volume to the terms of production, that provided the receipt of economic effect.

Получено 25.09.12