

Aim of work - to prospect influence of contaminations of electromagnetic sprayers on the operating and ecological indexes of petrol engines. The analysis of processes of contamination and consequences of wear of elements of electromagnetic sprayer is executed, their influence is educed on work of motor-car petrol engine.

Most critical for an engine is an increasing unevenness of serve of fuel in the complete set of sprayers, that the microsystem of management can not compensate by an engine. Exploitation of change of working indexes of electromagnetic sprayers substantially influence on power and ecological descriptions of motor-car petrol engine. After work of sprayers 150 thousand kilometre of run of car(in default of their periodic cleaning) effective engine power goes down on 3...9 an effective twisting moment falls on a size 4...6 Here the specific effective expense of fuel increases on 2...6 the troop landing of toxic components increases with by working gases - oxide of carbon With on 15...25 hydrocarbons of CH - on 15...40. On the whole it results in worsening of dynamics of car and starting internalss of engine.

**omagnetic injector , contaminants motor**

Одержано 21.10.13

УДК 621.644:621.833.15

**Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, К.Ю. Кулешкова, инж**  
*Кировоградский национальный технический университет*

## Анализ экспериментальных исследований пульсации мгновенной подачи шестеренного насоса

В статье представлены результаты анализа результатов экспериментальных исследований пульсации мгновенной подачи и давления за рабочий цикл шестеренного насоса и сравнение их с результатами теоретических исследований.

**шестеренный насос, мгновенная подача, пульсация**

**Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, К.Ю. Кулешкова**

*Кировоградський національний технічний університет*

**Аналіз експериментальних досліджень пульсації миттєвої подачі шестеренного насоса**

В статті представлені результати аналізу результатів експериментальних досліджень пульсації миттєвої подачі та тиску за робочий цикл шестеренного насосу і порівняння їх з результатами теоретичних досліджень.

**шестеренний насос, миттєва подача, пульсація**

**Актуальность.** Шестеренный насос (НШ) имеет высокие удельные характеристики, малую зависимость работоспособности от запыленности и температуры окружающей среды, что позволило ему найти самое широкое распространение в гидроприводах машин разного назначения: начиная с сельскохозяйственных, горнодобывающих, дорожных и строительных машин и заканчивая авиационной техникой. Одним из недостатков в работе НШ является пульсация мгновенной подачи (МГП) и давления.

Разработка и исследование методов снижения пульсации МГП и давления НШ является актуальной научно-технической проблемой, которая имеет важное значение для развития насосостроения в Украине.

**Постановка проблемы.** В статье [1], посвященной анализу результатов известных теоретических исследований, отмечено, что проблема пульсации МГП и давления далека от своего решения, поскольку до сих пор нет понимания физических основ ее возникновения. Анализ публикаций по результатам экспериментальных исследований пульсации МГП и давления дает возможность устранить имеющиеся пробелы в теории и практике производства шестеренных насосов и достичь положительных результатов в решении сформулированной проблемы. Это позволит найти подходы для разработки новых методов снижения пульсации МГП и давления.

**Связь проблемы с важными научными и практическими задачами.** Рассматриваемая проблема связана с важными научными и практическими задачами развития отечественного насосостроения. Повышение технического уровня НШ будет способствовать повышению их конкурентоспособности и расширению области применения, а также развитию гидропривода в целом.

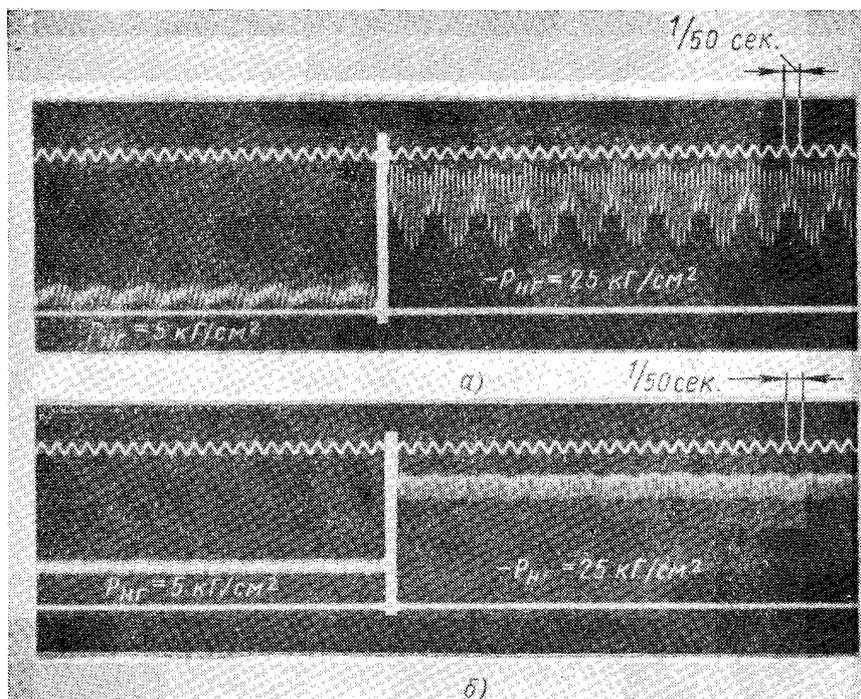
**Анализ последних исследований и публикаций.** Как отмечено выше, настоящая публикация непосредственно связана с предыдущей статьей [1], посвященной анализу результатов теоретических исследований проблемы пульсации МГП и давления НШ. В продолжение работы [1] сравнительный анализ результатов экспериментальных и теоретических исследований пульсации МГП и давления НШ, в конечном итоге, позволит установить физическую сущность проблемы.

**Определение цели и задач исследований.** Целью данной работы является анализ результатов известных экспериментальных исследований пульсации МГП и давления НШ, сравнение их с результатом анализа теоретических разработок [1] этой научно-технической проблемы для разработки физической и математические модели процесса МГП НШ.

**Изложение материала с полным обоснованием полученных научных результатов.**

При анализе литературных источников теоретические кривые пульсации МГП, построенные в соответствии с полученными авторами аналитическими зависимостями, встречаются практически во всех работах посвященных исследованию НШ [1]. Иное дело, результаты экспериментальных исследований. Как оказалось, результаты экспериментальных исследований пульсации МГП НШ представлены в единственной книге Е.А. Рыбкина и А.А. Усова, которая была опубликована еще в 1960 году [2]. В работе приведена осциллограмма пульсации давления в НШ. Анализ осциллограммы, представленной на рис. 1 [2] вызывает ряд вопросов, на которые на момент ознакомления с ней не удалось найти ответа.

Во-первых, в первоисточнике [2] не сказано ни слова о методике проведения экспериментальных исследований пульсации МГП, каким методом определялась пульсация, на каком оборудовании и с какой погрешностью.



а)  $z = 8$ ;  $\beta_0 = 9^\circ$  и б)  $z = 12$ ;  $\beta_0 = 0^\circ$  при оборотах  $n = 1450$  об/мин

Рисунок 1 - Осциллограммы пульсации давления в процессе работы насосов по Е.А. Рыбкину и А.А. Усову [2]

Во-вторых, на правой части осциллограммы рис. 1 а четко видно, что продолжительность цикла работы НШ составляет  $t_{ц} = 3/50 = 0,04$ , в то время, как при частоте вращения  $n = 1450$  об/мин  $= 24,2$  об/с и числе зубьев  $z = 8$  продолжительность цикла составляет  $t_{цз} = \frac{1}{24,166 \cdot 8} = 0,00517$  с. Другими словами несоответствие данных - почти на порядок.

Вместе с тем, обращает внимание тот факт, что если продолжительность цикла  $t_{цз}$  умножить на число зубьев  $z = 8$ , то получим продолжительность цикла, определенную на рис. 1. Таким образом, степень валидности известных результатов экспериментальных исследований пульсации МГП довольно низкая. Существующие теоретические исследования предполагают зависимость пульсации МГП от числа зубьев шестерен, однако, экспериментальные исследования показывают, что пульсация периодически изменяется, и этот период совпадает с частотой вращения шестерен НШ. Продолжительность цикла на остальных осциллограммах определить не удастся.

В-третьих, на осциллограмме а) при давлении  $5 \text{ кг/см}^2$  степень неравномерности подачи (СНП), судя по диаграмме, достигает  $\sigma = 100\%$ , от номинального давления, а при давлении  $25 \text{ кг/см}^2$  -  $\sigma = 50\%$ , что совершенно противоречит общепринятой теории [3]. Результаты расчета пульсации по теоретическим зависимостям при числе зубьев  $z_1 = z_2 = 8$ , составляют  $23,4\%$ .

В-четвертых, на осциллограмме рис. 1 б при давлении  $5 \text{ кг/см}^2$  пульсация достигает  $30\%$ , от номинального давления, что не соответствует теоретическим расчетам. При давлении  $25 \text{ кг/см}^2$  пульсация, которая представлена в виде толстой белой полосы на черном фоне, составляет около  $20\%$  от номинального давления, что соответствует теоретическим расчетам при числе зубьев  $z_1 = z_2 = 12$ . Также, следует отметить, что саму СНП на диаграмме (рис. 1, б) различить по циклам практически не

удається даже при большом увеличении.

В этом же источнике [2] представлены и другие осциллограммы: для составных шестерен, изготовленных из двух венцов и смещенных по отношению друг к другу на половину углового шага. При этом автор утверждает, что насосы с такими шестернями обладают меньшей пульсацией, а для доказательства на рис. 2 представлена соответствующая осциллограмма [2], на которой пульсация изображена сплошной белой линией и что-то разобрать на этом графике не предоставляется возможным.

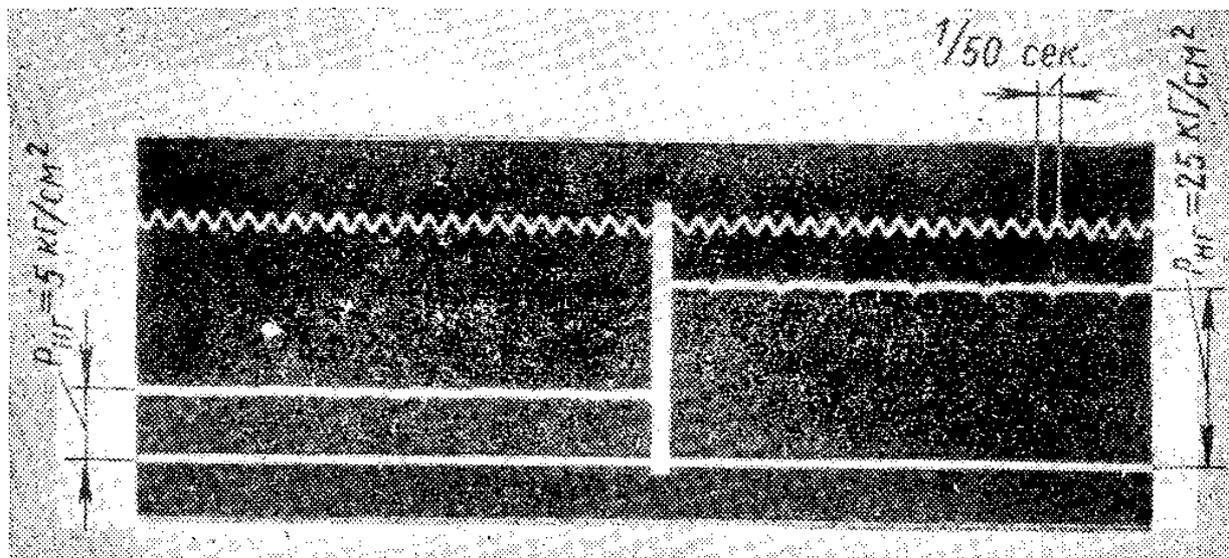


Рисунок 2 – Осциллограммы пульсации давления в процессе работы насосов для насосов с составными шестернями, сдвинутыми относительно друг друга на половину углового шага (по Е.А. Рыбкину и А.А. Усову [2])

На рис. 3 - представлена осциллограмма НШ с шевронными шестернями [2]. Из приведенных данных видим, что запись пульсации представлена в виде размытых белых линий, и, если их толщину сравнить с графиками на рис. 1, то действительно пульсация НШ с шевронными шестернями меньше. Помимо этого, на рис. 3 видим, что с ростом давления пульсация насоса возрастает[2].

На Кировоградском ПАО «Гидросила» в процессе исследования изменения давления в отсеченной полости проводили опыты по измерению давления по периметру корпуса НШ. В результате были получены осциллограммы, одна из которых представлена на рис. 4. Анализируя характер изменения давления, представленного на рис. 4 видим, что импульс давления в отсеченной полости НШ составляет 35% от номинального давления НШ. Пульсация давления на всем протяжении оборота шестерни колеблется в пределах 5...10%, что существенно ниже, чем расчетные значения в соответствии с предлагаемой теорией, в соответствии с которой пульсация должна составлять для насоса типа НШ-32 - 23,4 % [3].

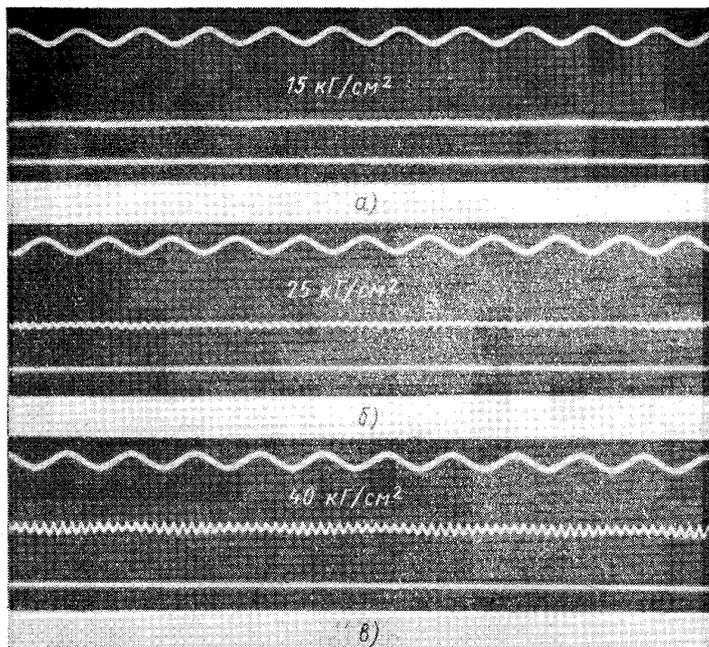


Рисунок 3 - Осциллограммы пульсации давления в НШ с шевронными шестернями по Е.А. Рыбкину и А.А. Усову [2]

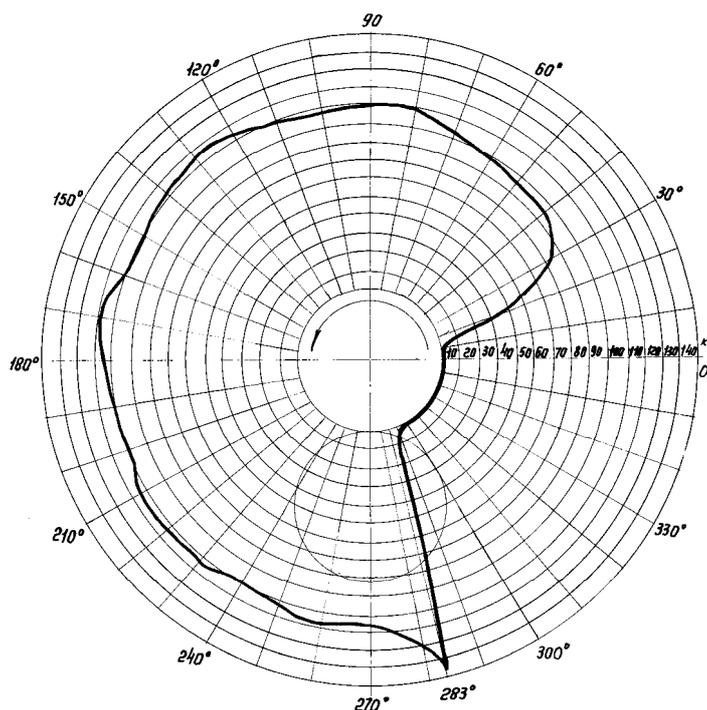


Рисунок 4 - Осциллограмма давления НШ: по данным Кировоградского завода «Гидросила» при давлении  $p = 10,0$  МПа и частоте вращения 10 об/с

Это фактически свидетельствует о том, что пульсация подачи и давления НШ существенно (в 2...3 раза) меньше, чем в соответствии с известными теоретическими разработками.

Из вышеизложенного следует, что предлагаемая математическая модель (ММ) процесса МПП и давления соответствует экспериментальным данным не в полной мере.

В диссертационній роботі Л.В. Родионова [4] со ссылкой на статью [5] приводятся экспериментальные исследования давления в межзубовой впадине НШ. Миниатюрный датчик давления Entrap EPL-318, был расположен в основании межзубовой впадины ведущей шестерни 1 (рис. 5, б). На этом же рис. 5, а представлена схема установки датчика в межзубовой впадине (МЗВ) ведущей шестерни.

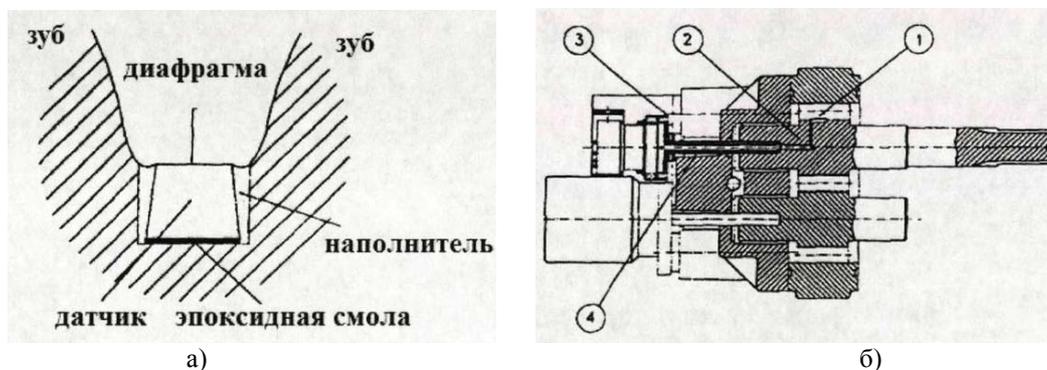
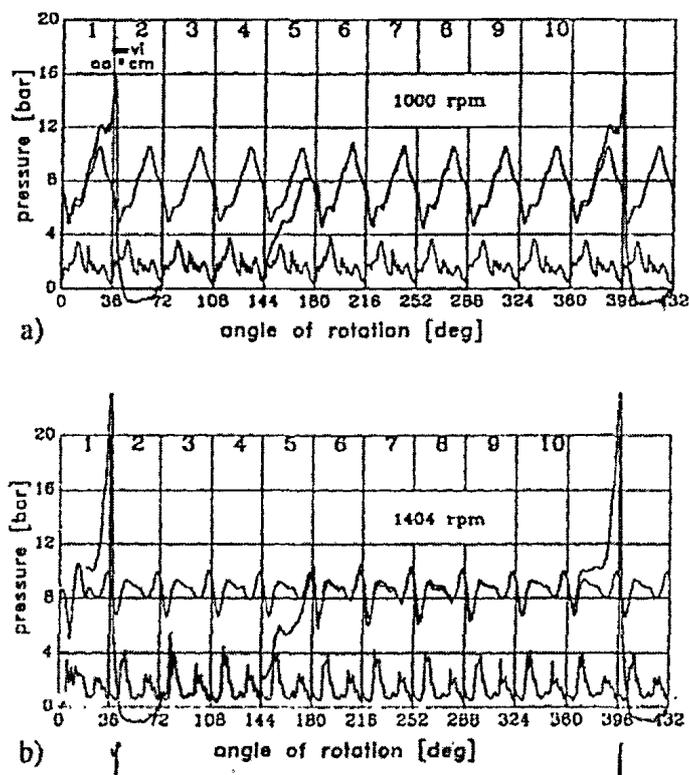
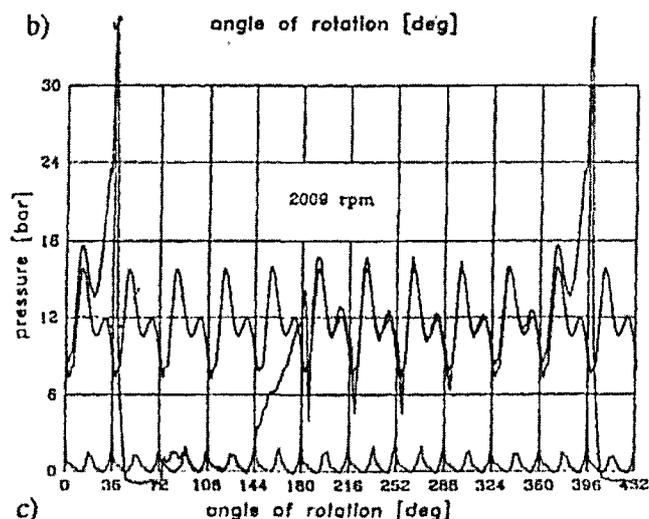


Рисунок 5 - Схема установки датчика давления в межзубовой впадине ведущей шестерни (а) и схема измерения давления в межзубовой впадине ведущей шестерни НШ (б) [5]

В результате проведенных экспериментов были получены записи изменения давления в межзубовой впадине ведущей шестерни в зависимости от угла поворота шестерни для разных частот вращения, представленные на рис. 6.



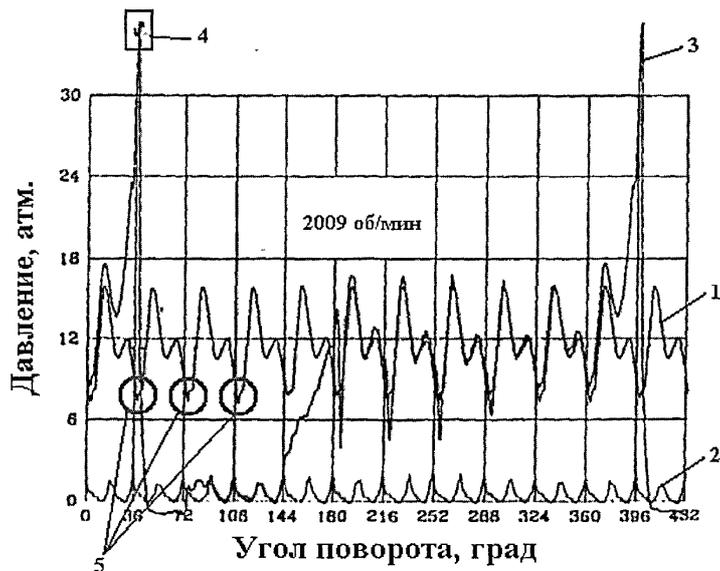


а) 1000 об/мин; б) 1404 об/мин; в) 2009 об/мин

Рисунок 6 – Осциллограмма изменения давления МЗВ ведущей шестерни в зависимости от угла поворота шестерни для разных частот вращения: верхняя линия – давление в области камеры нагнетания; нижняя линия - давление в области всасывания

Комментарии к рис. 6 в работе [4] отсутствуют, но элементарные подсчеты показывают, что СНП при числе зубьев ведущей шестерни  $z_1 = 10$  составляет 50 %. Расчеты СНП по теоретической зависимости [3] при нулевом зацеплении (угол зацепления  $\alpha = \alpha_0 = 20^\circ$ ) составляет 10%, что меньше экспериментальных данных в пять раз.

Помимо этого, на стр. 78 [4] Родионов Л.В. приводит график, представленный на рис. 7 и утверждает, что импульсы 3 и 4, представленные на рис. 7 соответствуют компрессии рабочей жидкости в отсеченной полости. Но, отсеченная полость образуется при вступлении в зацепление каждой пары зубьев. Следовательно, не понятно, почему на осциллограмме отсутствуют такие же всплески давления для каждой новой пары зубьев вступившей в зацепление.



1 – давление нагнетания; 2 давление всасывания; 3 – давление, регистрируемое датчиком, установленным в межзубовой впадине шестерни; 4 – момент образования запертого объема; 5 – провалы давления в области нагнетания

Рисунок 7 - Осциллограмма пульсации давления по Родионову Л.В. [4]

На рис. 8 представлені графіки теоретических і відповідних їм експериментальних досліджень пульсації тиску, приведені в дисертації Родионова Л.В. [4]. Степень нерівномірності подачі по пропонуваній ММ автора [4] близька до 100%, а в відповідності з експериментальними даними становить не менше 70%, що суперечить загальноприйнятим теоретическим дослідженням. При цьому, автор не підприємляє спроб пояснити отримані результати.

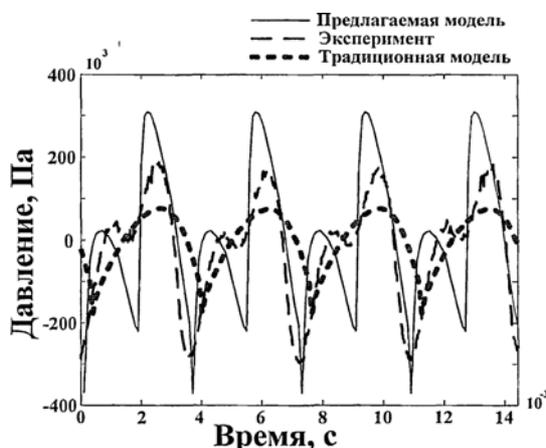


Рисунок 8 - Осциллограмма пульсации тиску по Родионову Л.В. в порівнянні з традиційною і власною моделлю автора [4]

В дисертаційній роботі Гаспарова М.С. [6] в результаті експериментального дослідження пульсацій тиску на виході шестеренної ступені насоса було встановлено, що найбільший внесок в енергетику пульсацій тиску вносить, як правило, гармоніка, обумовлена роботою окремих зубців шестерні (зубцова частота). Таке положення речей, безумовно, потребує більш ретельного дослідження цього питання, як в теоретическому, так і в експериментальному плані [6].

Нерівномірність подачі НШ залежить від числа зубців шестерен і кута зацеплення. Чим більше зубців у шестерен, тим менше нерівномірність подачі. Однак, при цьому зменшується подача насоса при тих же габаритах [6].

Значительное влияние на уровень пульсаций, генерируемых НШ, оказывают особенности технологии изготовления шестерен. Погрешности изготовления зубьев приводят к тому, что в полюсе зацепления на линии контакта шестерен образуется клиновидная щель, обуславливающая импульсные утечки жидкости из полости нагнетания в полость всасывания. На практике такие утечки сводятся к минимуму путем выбора оптимального значения ширины шестерни и увеличения точности изготовления профиля зубьев. Так как эти утечки полностью устранить невозможно, они оказывают заметное влияние на уровень пульсаций НШ [6].

Уровень пульсаций тиску НШ в значительній мірі залежить від величини і характеру його внутрішніх витоків. Особливо велике вплив на характеристики насоса оказують витоків по торцевим і радіальним зазорам.

Торцеві і радіальні витоків в різній ступені впливають на рівень пульсацій тиску нагнетання НШ. Зміна величини радіальних витоків по куту повороту шестерни обумовлено різним кількістю зубців шестерни, знаходячись в перехідній зоні, в кожен окремий момент часу. Пульсації витоків, викликані зміною радіальних витоків, залежать від числа зубців шестерен і величини радіального зазору [6].

Зміна умов зацеплення зубців во часі призводить до ударним навантажкам на опори шестерен і до їх деформації. На поверхні зубців в зоні контакту діє змінна сила, амплітуда зміни якої залежить від числа

зубьев и коэффициента перекрытия. Кроме того, к усиленным вибрациям приводят неточности изготовления зубчатых передач. Например, погрешность в делении, даже при работе без нагрузки, приводит к ударам в зацеплении. Применительно к НШ эти факторы определяют повышенный уровень пульсаций давления, колебаний механических элементов, а, следовательно, снижение надежности его работы.

В диссертационной работе Гаспарова М.С. [6] приведены результаты экспериментальных исследований пульсации давления на выходе из НШ при частоте вращения  $n = 4800$  об/мин, числе зубьев шестерен  $z = 11$  и модуле  $33$   $m = 4$  мм и давлении  $p = 3,5$  МПа и  $p = 9,5$  МПа, представленных на рис. 9. Степень неравномерности подачи, как следует из рис. 9 лежит в пределах 55...90%.

Более информативными являются результаты спектрального анализа пульсации давления, которые представлены на рис. 10 [6]. На рис. 10 видим, что амплитуда первой зубцовой гармоники с частотой  $\frac{4800}{60} \cdot 11 = 880$  Гц является преобладающей, а СМП составляет  $\sigma_1 = 100,0$  %, что вызывает сомнения в достоверности этих результатов.

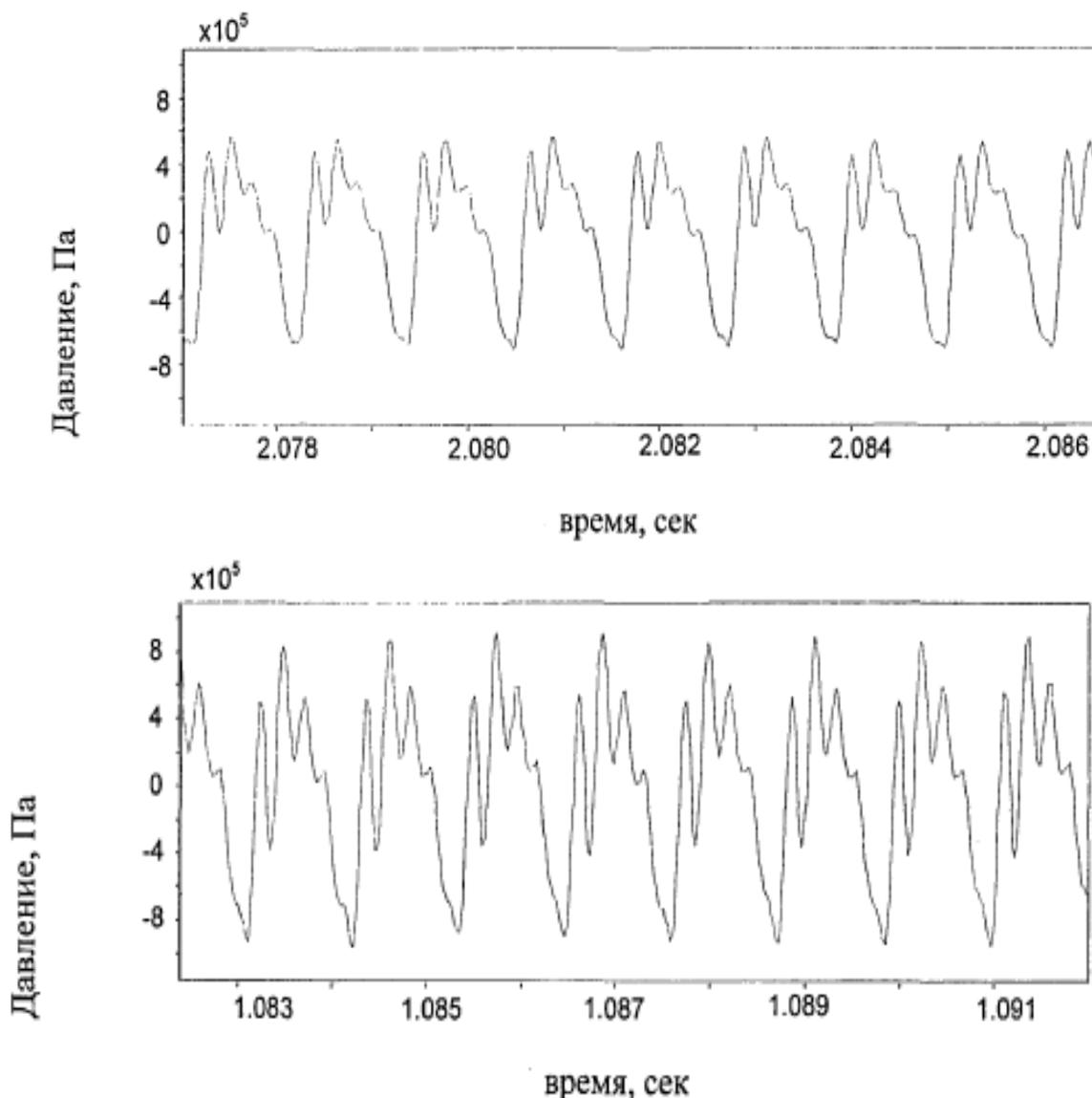


Рисунок 9 – Графики пульсации давления на выходе НШ при  $n = 4800$  об/мин и давлении  $p = 3,5$  МПа и  $p = 9,5$  МПа [6]

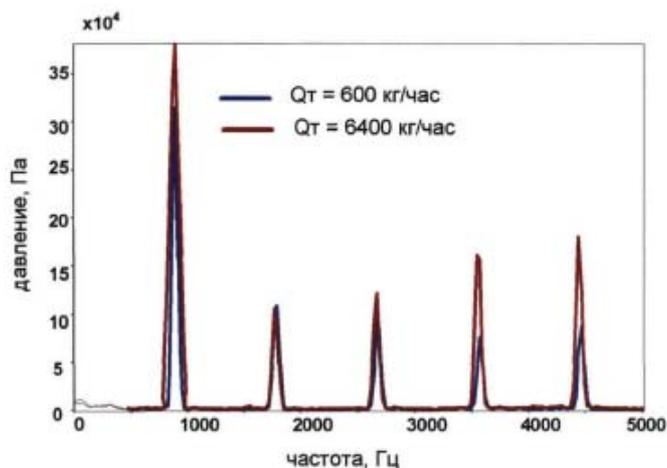


Рисунок 10 – Амплитудный спектр пульсаций давления на выходе из НШ при  $n = 4800$  об/мин и давлении  $p = 3,5$  МПа и  $p = 9,5$  МПа [6]

В статье итальянских авторов Casoli P., Vacca A., Berta G. L. (Департамент промышленной инженерии, Университет Пармы Viale) [7-9], посвященной исследованию и оптимизации параметров разгрузочных канавок НШ уделено внимание и проблеме пульсации МГП НШ. Результаты экспериментальных исследований пульсации НШ фирмы Casappa PLP20, 11,2 представлены на рис. 11.

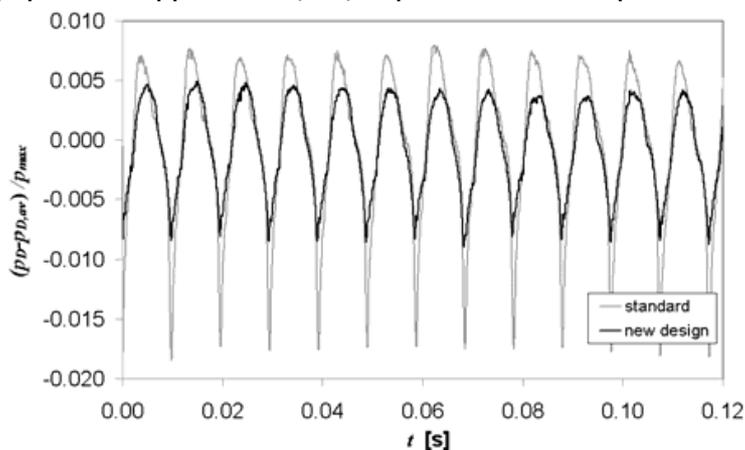


Рисунок 11 – Результаты экспериментального определения пульсации подачи НШ типа Casappa PLP20, 11,2 при частоте вращения  $n = 500$  об/мин и давлении  $p = 10$  МПа [7]

На рис. 11 видна первая оборотная пульсация с периодом  $T = 0,12$  с и частотой 8,33 Гц и вторая зубцовая гармоника с периодом  $T = 0,011$  с и частотой 91,6 Гц. Степень неравномерности подачи по представленным данным составляет 1,25%.

В публикации [8] представлены результаты экспериментальных исследований пульсации подачи НШ, которые приведены в виде соответствующих графиков на рис. 12. На рис. 12 видим, что пульсация давления составляет 4...6%, что является еще одним подтверждением того, что СНП существенно, не менее чем в 3...5 раз, меньшая, чем в соответствии с традиционными представлениями [1].

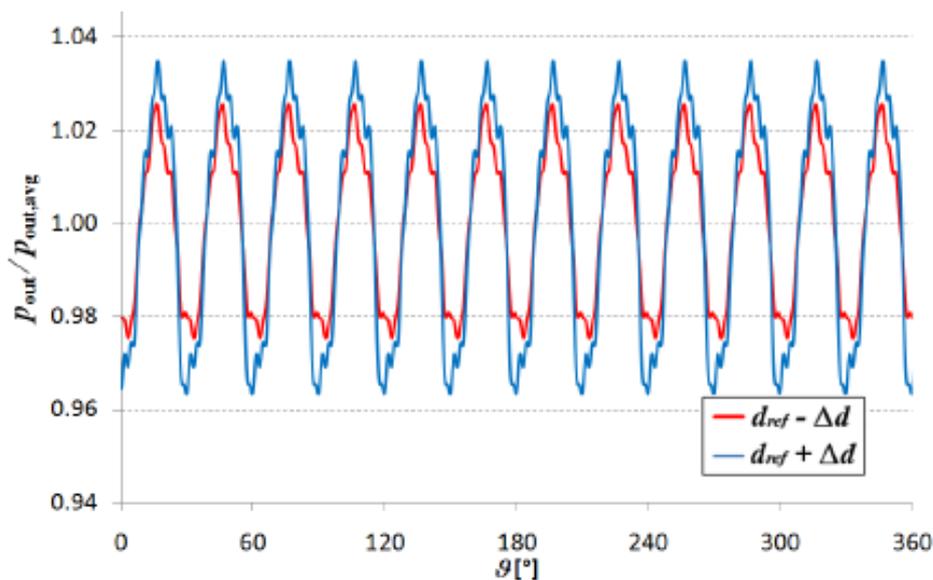


Рисунок 12 – Пульсация давления шестеренного насоса фирмы Casappa [8]

На рис. 13 представлено сравнение результатов моделирования подачи НШ и экспериментального исследования процесса подачи. Моделировали насос фирмы Casappa с РОН  $V_0 = 11,23 \text{ см}^3$  с максимальной частотой вращения  $n = 3600 \text{ об/мин}$  и числом зубьев шестерен  $z = 12$  [9].

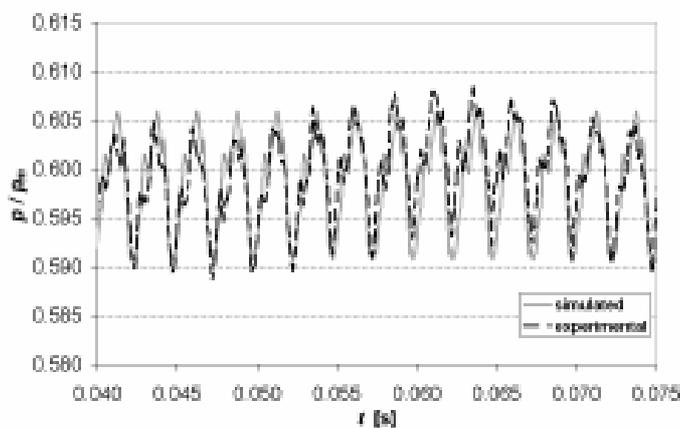


Рисунок 13 - Графики теоретически смоделированной и экспериментально определенной пульсации подачи НШ при частоте вращения  $n = 2000 \text{ об/мин}$  [9]

На рис. 13 видим, что при частоте вращения привода НШ  $n = 2000 \text{ об/мин}$  продолжительность первой (оборотной) гармоники составляет:

$$t_{об} = \frac{60}{n} = \frac{60}{2000} = 0,03 \text{ с,}$$

а ее частота составляет 33,3 Гц.

Первую гармонику, продолжительность которой  $t_{об} = 0,03 \text{ с}$  и частотой 33,3 Гц можно увидеть на рис. 13. Она представляет собой длинную волну с периодом в 12 зубцов [9]. Появление этой гармоники авторы [9] связывают с неточностью

изготовления шестерен насоса, что полностью совпадает с нашими представлениями об этой составляющей пульсации.

Вторая (зубчатая) гармоника легко различима - на рис. 13 она представлена характерными зубцами. Продолжительность (период) второй (зубчатой) гармоники составляет

$$\tau = \frac{t_{об}}{z} = \frac{0,03}{12} = 0,0025 \text{ с,}$$

где  $t_{об}$  - время, за которое насос совершает один оборот, которое составляет  $t_{об} = 0,03$  с при частоте вращения  $n = 2000$  об/мин. А частота второй (зубчатой) гармоники составляет 400 Гц [9]. Появление второй гармоники в процессе подачи НШ авторы не комментируют.

На рис. 13 видим, что СНП от второй зубчатой гармоники составляет  $\sigma_2 = 2,5\%$ , а от первой оборотной гармоники  $\sigma_1 = 1,25\%$ . Из вышеизложенного видим, что работы, представленные Paolo Casoli, Andrea Vacca и Germano Franzoni в статье [9] в полной мере качественно соответствуют результатам наших исследований.

В диссертационной работе Строгановой Н.В. [10] при проведении исследований, определяли расход и давление, создаваемое НШ с использованием гидротестера ГТ-600 [11], на котором регистрируются измеренные параметры при максимальной погрешности измерений 1,5 % и нелинейности характеристик расхода, температуры и давления не более 1%. Результаты исследований представлены в виде графиков на рис. 14 - график изменения подачи и на рис. 15 - график изменения давления.

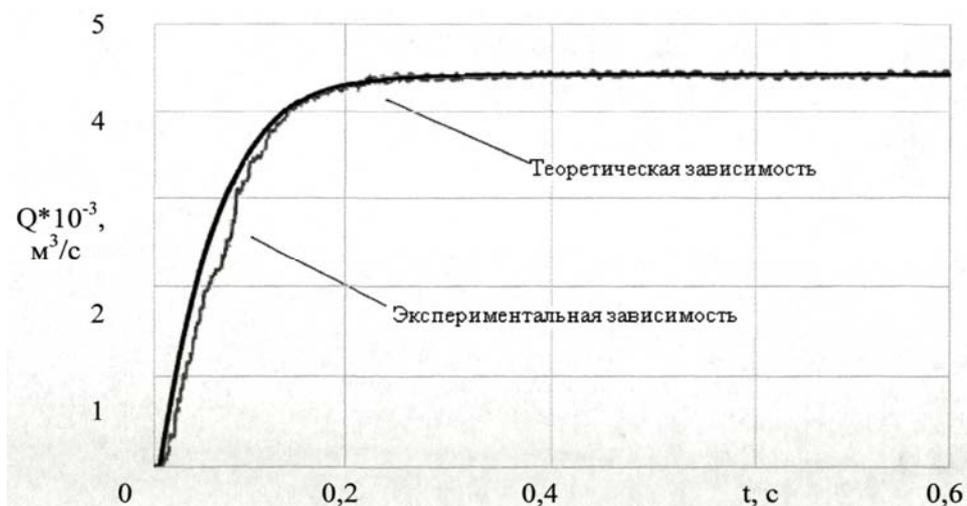


Рисунок 14 – Теоретический и экспериментальный переходные процессы нарастания подачи насоса при включении гидропривода [10]

На рис. 14 представлено сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований переходных процессов нарастания подачи насоса, а на рис. 15 - переходных процессов нарастания давления при включении стенда. Из представленных результатов видим, что пульсация подачи и давления при установившемся режиме работы не превосходит 0,3...0,4 МПа, что составляет не более 2,0...4,0% от номинальной подачи и давления (рис. 14 и рис. 15) [10].

Поскольку работа [10] посвящена диагностированию НШ, то комментарии к полученным результатам пульсации МГП и давления не приведены.

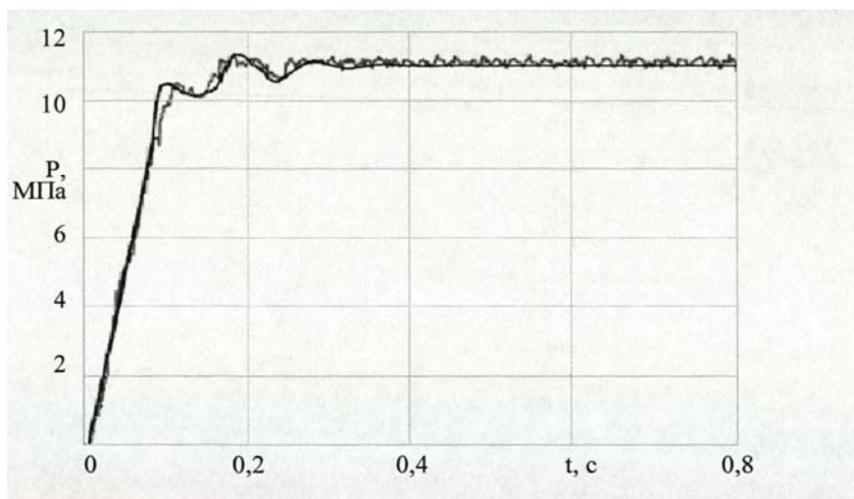


Рисунок 15 – Теоретичний і експериментальний перехідні процеси наростання тиску насоса при включенні гідропривода [10]

Подводя итоги приведенного обзора, можно прийти к следующим выводам.

Практически во всех рассмотренных работах методика проведения экспериментальных исследований изложена недостаточно полно, чтобы иметь представление о степени валидности и достоверности приводимых результатов.

Представленные выше результаты анализа известных работ в области экспериментального исследования пульсации МГП НШ показали, что разброс СНП лежит в очень широких пределах от 4% до 100%. Это, во-первых, подтверждает предыдущий тезис о том, что исследователи не приводят методики экспериментальных исследований; во-вторых, о достаточно высокой сложности проблемы, и в-третьих, не дают ответа на вопрос, имеет ли место пульсация подачи в процессе работы НШ вообще.

Сопоставляя результаты теоретических [1] и экспериментальных исследований, представленных в научно-технических источниках с целью установления механизма возникновения пульсации и давления следует отметить следующее. Практически все авторы сходятся во мнении, что основной причиной пульсации МГП и давления НШ является зубчатая составляющая, и приводят соответствующие теоретические обоснования [1]. Вместе с тем, четкой взаимосвязи числа зубьев шестерен с величиной СНП экспериментально обнаружить не удалось. Утверждение о том, что использование косозубого и шевронного зубчатого зацепления уменьшает пульсацию также не получило своего физического (геометрического) обоснования.

В работах российских [4-6] и итальянских исследователей в качестве причины пульсации МГП и давления называется погрешность изготовления зубьев шестерен. Однако, авторы не раскрывают как неточность изготовления и, собственно, какой ее параметр, вызывает пульсацию.

Гаспарова М.С. в своей диссертационной работе [6] утверждает, что уровень пульсаций давления НШ в значительной мере зависит от величины и характера его внутренних утечек. Особенно большое влияние на характеристики насоса оказывают утечки по торцевым и радиальным зазорам. Сопоставляя этот вывод с многочисленными собственными исследованиями утечек через зазоры в сопряжениях НШ [12-16] можно утверждать следующее. Действительно, объем внутренних утечек зависит от фазы угла поворота шестерен насоса. Но объем утечек в современных НШ не превосходит 5,0% от его подачи. При этом не менее 90% от объема утечек является постоянной составляющей. Тогда на пульсацию МГП и давления приходится менее 0,5%, что сравнимо с погрешностью измерений а, следовательно, ими можно

пренебріть.

Результати проведених теоретико-експериментальних досліджень пульсації процесу подачі робочої рідини в НШ дозволяють зробити наступні висновки.

#### **Висновки.**

1. Аналіз публікацій, присвячених вивченню пульсації миттєвої подачі, показав надзвичайно широкий інтервал розкиду ступеня нерівномірності подачі - від 1,25% до 100%, що свідчить про відсутність адекватної теоретичної бази процесу МГП НШ.

2. Протирічливі дані про пульсації подачі та тиску свідчать про те, що розроблені фізичні та математичні моделі процесу миттєвої подачі НШ не в змозі до кінця пояснити явище пульсації миттєвої подачі НШ. Відсутність теоретичного обґрунтування та правильного методичного підходу до цього складного явища призводить до таких протирічливих результатів.

З вищезазначеного випливає необхідність проведення власних фундаментальних теоретичних та експериментальних досліджень цієї складної проблеми.

#### **Список літератури**

1. Кулешков Ю.В. Аналіз теоретичних досліджень пульсацій миттєвої подачі шестеренного насоса/ Кулешков Ю.В., Руденко Т.В., Красота М.В., Кулешкова К.Ю.//Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин», Вип. 43. – Кіровоград: КНТУ, 2013.
2. Рыбкин Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков/Рыбкин Е.А., Усов А.А. – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
3. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
4. Радионов Л.В. Разработка метода расчета и улучшение динамических характеристик шестеренных насосов. Дисс. канд. техн. наук./ Радионов Леонид Валерьевич. – Самара: 2009. – 154 с.
5. Henke R. A new approach to Selecting High – Torque Hydraulic Motors. - Mashine Design, 1976, January 8.
6. Гаспаров М. С. Гидродинамика и виброакустика авиационных комбинированных насосных агрегатов. Дисс. канд. техн. наук / Гаспаров Маркар Сергеевич.- Самара: 2006. – 166 с.
7. Casoli P., Vacca A., Berta G. L. OPTIMIZATION OF RELEVANT DESIGN PARAMETERS OF EXTERNAL GEAR PUMPS. Department of Industrial Engineering, University of Parma Viale G. P. Usberti 181/A, 43100 Parma, Italy. Електронний ресурс <http://www.jfps.jp/proceedings/toyama2008/pdf/p1-05.pdf>.
8. Andrea Vacca Projects GearUnits / A. Vacca - Purdue University, 2006. Режим доступа к работе: [https://engineering.purdue.edu/Maha\\_AVteam/research%20projects/ProjectsGearUnitsSept16.pdf](https://engineering.purdue.edu/Maha_AVteam/research%20projects/ProjectsGearUnitsSept16.pdf).
9. A NUMERICAL MODEL FOR THE SIMULATION OF EXTERNAL GEAR PUMPS. Paolo CASOLI, Andrea VACCA and Germano FRANZONI Dipartimento di Ingegneria Industriale Università degli Studi di Parma Parco Area delle Scienze 181/A, 43100, Parma, Italy.
10. Строганова Н.В. Система автоматизированного моделирования шестеренных гидронасосов и их диагностических комплексов. Дисс. канд. техн. наук / Строганова Надежда Васильевна.- Омск: 2009. – 121 с.
11. Popov M. P., Gogonea S.; Mitrica J.: Contributii la calculul pierderilor volumice prin jocul frontal al pompelor cu roti dintate. Studii cercelari mecanica aplicata, Bd. 19, Bucuresti: 1965.- s. 43 - 57.
12. Кулешков Ю.В. Усовершенствование математической модели миттєвої подачі шестеренного насоса. / Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвієнко О.О. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» – Кіровоград: КНТУ, 2008. – № 21. – С. 253 – 262.
13. Кулешков Ю.В. Аналіз математичних моделей витрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ / Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація.- Вип. 17.-Кіровоград: 2006.- С. 205 – 208.
14. Кулешков Ю.В. Математическая модель торцевых радиально направленных утечек в шестеренном

- насосе типа НШ. / Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О., Руденко Т.В. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація.- Випуск 20.- Кіровоград: 2008. - С. 284 – 292.
15. Кулешков Ю.В. Математическая модель утечек через торцевой межцентровый зазор шестеренного насоса типа НШ. / Кулешков Ю.В., Матвиенко А.А., Руденко Т.В. // Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції Асоціації фахівців промислової гідравліки і пневматики. Промислова гідравліка і пневматика.- № 2 (20).- 2008.- С. 73 - 79.
16. Кулешков Ю.В. Математическая модель торцовых утечек в шестеренном насосе типа НШ. / Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О. // Тези IX Міжнародної науково - технічної конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». 22 – 23 квітня 2008 р.- Кременчук: 2008.- С. 28-29.

**Yuriy Kuleshkov, Timofey Rudenko, Mikhail Krasota, Ksenia Kuleshkova**

*Kirovograd National Technical University*

#### **Analysis of the pilot studies of a pulsation of the instantaneous submission of the gear-type pump**

The purpose of researches is the analysis of results of known pilot studies of a pulsation of the instantaneous submission and pressure of gear-type pumps, their comparing with an analysis result of theoretical development of this scientific and technical problem for development physical and mathematical models of process of the instantaneous submission of the gear-type pump.

The analysis of the publications devoted to study of a pulsation of MGP, showed extremely wide interval of dispersion of irregularity degree of submission - from 1,25% to 100% that testifies to absence of adequate theoretical basis of process of the instantaneous submission of the gear-type pump.

Contradictory data on a pulsation of submission and pressure testify that the developed physical and mathematical models of process of the instantaneous submission of the gear-type pump aren't able to explain the phenomenon of a pulsation of the instantaneous submission up to the end. Absence of theoretical generalization also leads to such contradictory results as experimenters have no correct methodical approach to this difficult phenomenon. From this the output about need of carrying out new own basic theoretical and experimental researches of this complex problem follows.

**gear-type pump, the instantaneous submission, pulsation**

Одержано 19.11.13

**УДК 631.354.23**

**П.М. Кухаренко, доц., канд. техн. наук, Б.Г. Пелешенко, проф., канд. ф.-м. наук, О.Ю. Липка, асп.**

*Дніпропетровський державний аграрний університет*

## **Обґрунтування закону розподілу рослинних решток в методиці математичного моделювання роботи робочих органів посівних машин за технологією no-till**

Приведено результати дослідження, щодо якості рівномірності подрібнення та розподілу по поверхні пожнивних решток зернозбиральними комбайнами. Обґрунтовано закон розподілу рослинних решток в методиці математичного моделювання роботи робочих органів посівних машин за технологією no-till.

**енергоощадні технології, no-till, рослинні рештки, закон розподілення**

© П.М. Кухаренко, Б.Г. Пелешенко, О.Ю. Липка, 2013