

УДК 621.6.078

Яхно<sup>1</sup> О. М. д.т.н., проф., Костюк<sup>1</sup> Д.В. асп., Стричек<sup>2</sup> Я. д.т.н., проф., Антоняк<sup>2</sup> П. инж.

1 – НТУУ «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина; 2 – Вроцлавский технологический университет, г. Вроцлав, Польша

## ВЛИЯНИЕ КАВИТАЦИИ НА ВЕЛИЧИНУ ПУЛЬСАЦИЙ ПОДАЧИ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Yakhno<sup>1</sup> O., Kostyuk<sup>1</sup> D., Strycek<sup>2</sup> J., Antoniuk<sup>2</sup> P.1 - The National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine ([kostiukdv@ukr.net](mailto:kostiukdv@ukr.net));

2 - Wroclaw University of Technology, Wroclaw, Poland

### INFLUENCE OF CAVITATION ON GEAR PUMPS FLOW PULSATIONS

*В статье рассмотрены процессы, возникающие при работе шестеренного насоса с внешним эвольвентным зацеплением, такие как образование замкнутых объемов и возникающая при этом компрессия и кавитация рабочей жидкости. Показаны расчетные формулы для определения размеров кавитационных пузырьков возникающих в зонах раскрытия зубьев в зависимости от давления в линии всасывания насоса. Приведены картины течений в шестеренной гидромашине, полученные в результате экспериментальных исследований. Проанализирован теоретический график пульсации расхода в зоне нагнетания насоса, его возможная аналитическое выражение и зависимость от вышеуказанных процессов*

*Ключевые слова:* шестеренный насос, кавитация, пульсация потока, визуализация течений.

#### Введение

В современном машиностроении широко используется гидравлический привод, как средство передачи энергии. Источником гидравлической энергии в большинстве случаев, выступают насосы объемного типа, процесс работы которых основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении её из рабочей камеры. Наибольшее распространение, особенно в гидроприводе мобильных машин получили шестеренные насосы с внешним эвольвентным зацеплением. Это объясняется рядом их преимуществ по сравнению с насосами других типов. Особенностью работы шестеренного насоса является образование вредных замкнутых объемов между зубьями шестерен. Изменение значений объемов в процессе работы приводит к компрессии и кавитации рабочей жидкости, запертой в них. Эти процессы приводят к износу деталей насоса, являются источником шумов и вибраций. Изучению данного вопроса посвящено большое количество работ, в которых, однако, детально не рассмотрены гидродинамические процессы, происходящие в области зацепления шестерен [1, 2, 3]. В данной работе вопрос рассматриваются путем изучения и анализа картин течений в шестеренном насосе, которые были получены в результате экспериментальных исследований.

Целью работы является подробное рассмотрение процессов образования замкнутых объемов, и сопутствующего повышения и понижения давления, что приводит к возникновению компрессии и кавитации рабочей жидкости. Указанные процессы влияют на стабильность подачи насоса, приводят к износу деталей, являются причинами шума и вибрации, производимых насосом. Для предотвращения образования замкнутых объемов могут использоваться различные методы, направленные на соединение образующегося замкнутого объема с зонами нагнетания и всасывания. Это достигается путем выполнения канавок в торцевых крышках насоса или отверстий в шестернях.

#### Исследование

Для качественного рассмотрения процессов, имеющих место при работе шестеренного насоса, на базе экспериментальной установки во Вроцлавской политехнике была выполнена серия экспериментов, в результате которых были получены картины течений в шестеренном насосе с внешним зацеплением. Исследование заключалось в высокоскоростной видеосъемке работы шестеренного насоса. Для этого был изготовлен экспериментальный насос, соответствующий промышленному образцу, в котором корпус и задняя крышка выполнены из органического стекла. В насосе отсутствовали какие-либо элементы для предотвращения образования замкнутых объемов между шестернями. Видеосъемка проводилась на скорости 10000 кадров в секунду. Эксперименты были проведены при различных условиях работы насоса: давлении в линии всасывания (-0,05, 0 и 0,05 МПа), давлении в линии нагнетания (2,5 и 3,5 МПа), частоте вращения шестерен (500 и 1000 об/мин).

Опыты показали, что при определенных условиях в зазорах между зубьями шестерен возникают местные зоны пониженного давления, т.е. возможен разрыв потока. Он возникает при понижении давления до величины

близкой к давлению насыщенных паров. Наблюдавшиеся формы разрывов отличаются большим разнообразием (скопление мелких пузырьков, которые держатся на поверхности зубьев и затем уносятся потоком). На рис. 1а представлено образование замкнутого объема в шестеренном насосе. А на рис.1б – процесс раскрытия замкнутого объема и схлопывание пузырька.

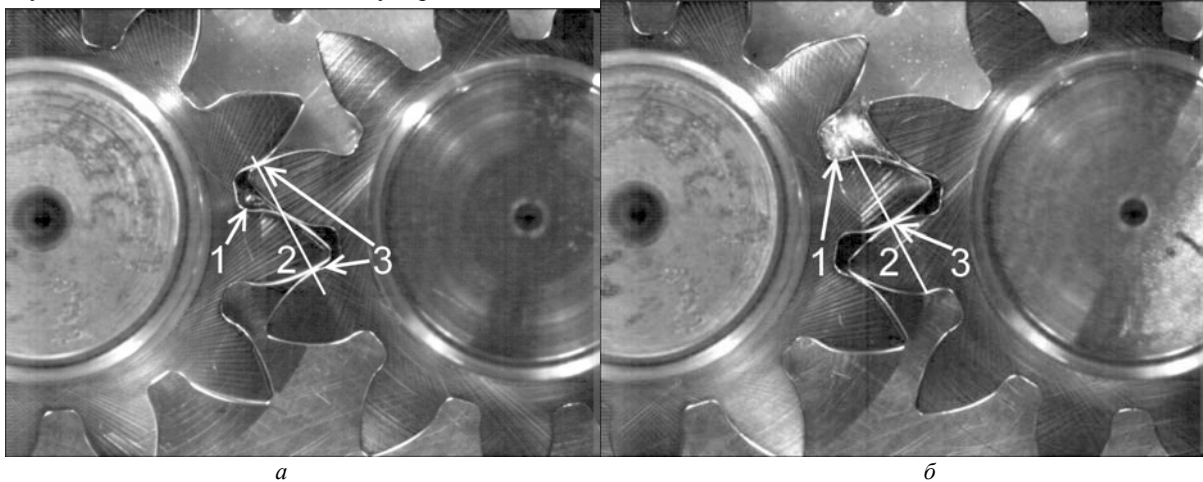


Рис. 1. а Образование замкнутого объема в шестеренном насосе. 1 – образование кавитационного пузырька, 2 – линия зацепления, 3 – точки контакта зубьев. б Раскрытие замкнутого объема и схлопывание пузырька. 1 – зона схлопывания пузырька, 2 – линия зацепления, 3 – точка контакта зубьев.

Ведущая шестерня расположена с правой стороны, направление вращения – по часовой стрелке

При большом перепаде давления на входе и выходе из замкнутых зон пузырьки достигают значительных размеров, образуя целые полости. Сокращение пузырьков осуществляется очень быстро (микросекунды) и может привести к появлению микроударов, то есть разрушению поверхности зубьев. Многократное появления пузырьков может иметь периодический характер, что приводит к колебаниям давления. Возникновение пузырьков и их сокращение периодически повторяются в зависимости от частоты вращения шестерен насоса. Состояние жидкости в замкнутом объеме может характеризоваться кавитационным числом:

$$K = \frac{\alpha \omega \mu N}{\Delta p_0},$$

где  $N$  – некоторый конструктивный параметр,  $\omega$  – частота колебаний,  $\mu$  – вязкость,  $\alpha$  – безразмерный геометрический параметр,  $\Delta p_0$  – перепад давления.

Учитывая, что при достаточно больших перепадах давления пузырьки газа в наблюдаемых кавернах могут достичь значительных размеров. Образуются полости, содержащие значительное количество газа (пара). Данные области, как зоны сжимаемой среды также могут оказывать влияние на пульсации расхода на выходе из насоса. Размеры этих областей могут существенно зависеть от кавитационного числа  $K$ .

Размеры пузырьков можно определить из следующих зависимостей [4]:

$$R_{\delta\delta} = \sqrt{3} R_0 \sqrt{\frac{R_0}{2\sigma} \cdot \left( p_0 - p_i + \frac{2\sigma}{R_0} \right)} = \sqrt{3} R_0 \sqrt{\frac{R_0}{2\sigma}} p_{r0} = \frac{4\sigma}{3(p_{\delta\delta} - p_i)},$$

где  $R$  – радиус пузырька,  $p_n$  – давление насыщенных паров. Индекс 0 стоит при величинах, соответствующих начальному значению развития пузырька;  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения.

Как показано в работе [1] пульсации расхода на выходе из насоса, как функция угла поворота шестерен может графически быть представлена в следующем виде (рис.2):

В первом приближении подобную картину пульсаций расхода можно представить в виде двух криволинейных линий, сдвинутых по фазе. Такие линии имеют вид:

$$f(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^k (a_n \cos mS + b_n \sin mS),$$

$$\text{где } a_n = h \frac{S_1 + S_2}{S} \left( \frac{\sin \pi y}{\pi y} \right) \left[ \frac{n(S_1 - S_2)}{2S} \right] \left[ \frac{m(S_1 + S_2)}{2S} \right]$$

$$b_n = 0 \quad a_0 = const$$

$S$  – расстояние между вершинами зубьев,  $h$  – высота зубьев.

Для шестерен, имеющих различные числа зубьев ( $n_1$  и  $n_2$  соответственно на ведущей и ведомой шестерне) подача насоса и её скорость определяется зависимостями [1]:

$$Q_T = \pi b n_1 \left[ R_{e1}^2 + R_{e2}^2 \frac{\eta_1}{r_2} - (r_1 + r_2) r_1 - \left( 1 + \frac{\eta_1}{r_2} \right) k_p \frac{t_0^2}{3} \right],$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{b}{2r_{o1}} \left[ R_{e1}^2 + R_{e2}^2 \frac{\eta_1}{r_2} - r_1^2 - \eta_1 r_2 - x^2 \left( 1 + \frac{\eta_1}{r_2} \right) \right] \frac{dx}{dt},$$

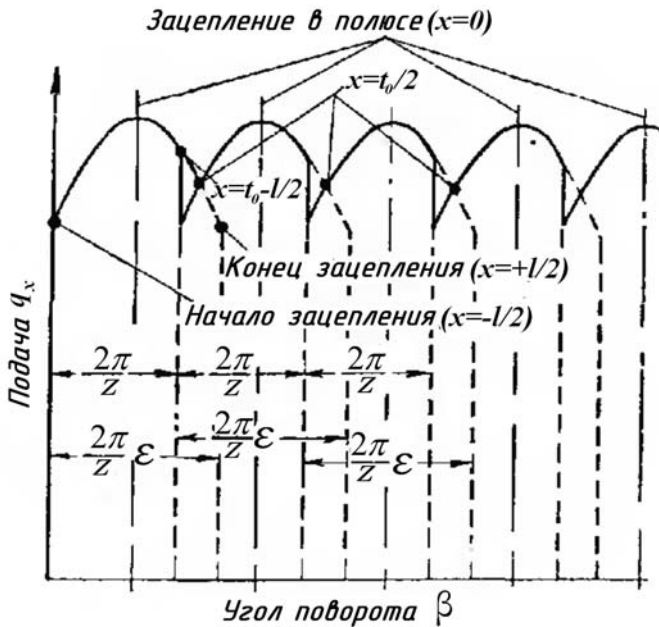


Рис. 2. Пульсация расхода на выходе шестеренного насоса  
Для исследуемого насоса  $z=11$ ,  $\epsilon=1,42$ ,  $t_0=14,7$  мм,  $l=23,5$  мм

где  $b$  – ширина шестерен,  $n_1$  – частота вращения ведущей шестерни,  $R_{e1}$  и  $R_{e2}$  – радиусы головок ведущей и ведомой шестерни,  $r_1$  и  $r_2$  радиусы начальных окружностей ведущей и ведомой шестерен,  $r_0$  – радиус основной окружности,  $t_0$  – основной шаг,  $x$  – расстояние от полюса до точки зацепления,  $k_p$  – коэффициент, зависящий от

степени перекрытия:  $k_p = 1 + 3 \left( \frac{l_1}{t_0} \right)^2 - 3 \frac{l_1}{t_0}$ ,

$$l_1 = \sqrt{R_{e2}^2 - r_{o2}^2} - \sqrt{r_2^2 - r_{o2}^2}$$

Данные зависимости получены при условии отсутствия кавитации в замкнутых полостях. Однако наличие кавитации приводит к коррекции этих зависимостей некоторой функцией  $\varphi(K)$  то есть при наличии кавитации имеем:

$$(Q_T)_{кав} = \varphi(K) Q_T \text{ и } \left( \frac{dQ}{dt} \right)_{кав} = \varphi_1(K) \frac{dQ}{dt}$$

Последние зависимости характеризуют так называемый пульсационный эффект [5] связанный с колебаниями каверны. Появление пульсаций в зоне каверн приводит к изменению

всех видов переноса. Пульсационные характеристики жидкости в рабочей части шестеренного насоса способствуют появлению «вибрационной кавитации». Силы, вызывающие образование и схлопывание каверн при вибрационной кавитации, представляют собой непрерывные высокочастотные колебания давления с большой амплитудой[6].

Таким образом, с одной стороны величина пульсаций в подаче насоса уменьшается с увеличением угла зацепления, передачи и числа зубьев, а с другой стороны – возрастает с появлением и ростом каверн.

Изменение во времени подачи насоса в определенной мере сказываются и на величине (а точнее пульсациях) давления, величина которых может быть определена на основании решения соответствующих уравнений движения в канале за насосом.

Давление в запертом объеме можно найти из следующей системы уравнений[7]:

$$\begin{cases} Q_{30} = Q_{СЖ} + Q_H + Q_B; \\ Q_{СЖ} = \frac{dV_{II}}{dt}; \\ Q_H = \pm \mu_H F_H \sqrt{\frac{2|\Delta p_H|}{\rho}}; \\ Q_B = \pm \mu_B F_B \sqrt{\frac{2|\Delta p_B|}{\rho}}; \\ \frac{1}{K} = -\frac{1}{V_{II}} \cdot \frac{dV_{II}}{dt}. \end{cases}$$

где  $Q_{30}$  – геометрический расход запертого объема;  $Q_H$  – расход в область нагнетания;  $Q_B$  – расход в область всасывания;  $V_{II}$  – приведенный запертый объем;  $\mu_H, \mu_B$  – коэффициенты расхода площадей контакта запертого объема с областями нагнетания и всасывания соответственно;  $F_H, F_B$  – площадь контакта запертого объема с полостями нагнетания и всасывания соответственно;  $\Delta p_H, \Delta p_B$  – разность между давлением в запертом объеме и давлением нагнетания и всасывания соответственно;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $K$  – объемный модуль упругости.

**Выводы**

В результате исследований было получено представление о течении в рабочей части шестеренного насоса с внешним эвольвентным зацеплением. Рассмотрены особенности течений при различных частотах вращения шестерен насоса и давлении жидкости во входном и выходном сечениях. Приведены зависимости для расчета кавитационного числа, определения размеров образующихся пузырьков, подачи шестеренного насоса и влияния на неё кавитации и давления в образующихся замкнутых объемах.

Проведенные исследования позволили рассмотреть процесс образования замкнутых объемов между зубьями шестерен насоса и образование зон кавитации при понижении давления в замкнутых объемах. Пульсация подачи шестеренного насоса зависит от многих факторов, одним из которых может являться интенсивность образования кавитационных пузырьков, вследствие их сжимаемости и изменения модуля упругости жидкости.

**Анотація.** У статті розглянуті процеси, що виникають при роботі шестерневого насоса з зовнішнім евольвентним зацепленням, такі як утворення замкнутих об'ємів і виникаюча при цьому компресія і кавітація робочої рідини. Показані розрахункові формули для визначення розмірів кавітаційних бульбашок, що виникають в зонах розкриття зубців в залежності від тиску в лінії всмоктування насоса. Наведені картини течій, в шестерневій гідромашині, отримані в результаті експериментальних досліджень. Проаналізовано теоретичний графік пульсації витрати в зоні нагнітання насоса, його можливий аналітичний вираз і залежність від вищевказаних процесів.  
**Ключові слова:** шестерневий насос, кавітація, пульсація потоку, візуалізація течій.

**Abstract. Purpose.** In gear pump during its operation trapped volumes appear. In these volumes occurs compression and cavitation of hydraulic fluid. Studying of this process is necessary to improve gear pumps.

**Approach.** For detailed study of these processes was carried out high-speed videography of working process experimental model of a gear pump for different values of pressure at the inlet and outlet and rotational speed of gears.

As a result of analysis of the materials that was obtained during experiments, it was found that in the trapped volumes formed by the teeth of the gears, there is a cavitation of fluid, and the subsequent collapse of cavitation bubbles during the opening of a trapped volumes.

**Findings.** The study confirmed that in trapped volumes appears cavitation as it was described in many papers.

**Value.** As a result of the study were obtained the flow pattern in the gear pump. The cavitation in the trapped volumes leads to additional ripples of flow at the outlet of gear pump.

**Keywords:** gear pump, cavitation, flow pulsation, flow visualization.

1. Юдин Е. М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчёт. Изд. 2-е, перераб. и доп. - Москва: Машиностроение, 1964. - 238 с
2. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем.-М., Машиностроение, 1974 – 606 с.
3. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен (теория, конструкция и расчет): [монография] / Ю.В. Кулешков [и др.]; Мин-во образования и науки Украины, Кировоградский нац.техн.ун-т.-Кировоград: КОД, 2009.-257 с.
4. Кавітація в переработке нефти/Яхно О.М., Коваль А.Д., Пищенко Л.И., Паскалов В.П., Яске Н.Н.-К.: Світ, 1999.-257с.
5. Федоткин Н.М., Гульи И.С. Кавитация, часть 1 - Киев: «Полиграфкнига», 1997. – 839 с
6. Р. Кнепп, Дж. Дейли, Ф. Хеммит «Кавитация». М: «Мир», 1974. – 687 с
7. Л. В. Родионов, Г. О. Белов, М. В. Будько, А. Н. Крючков, Е.В. Шахматов – Разработка математической модели гидродинамики «запертого» объема в шестеренном насосе. – Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, №3(19), 2009 – с.189-193.

**REFERENCES**

1. Judin E. M. Shesterennye nasosy. Osnovnye parametry i ih raschjot.(Gear pumps. The main parameters and their calculation), Moscow: Mashinostroenie, 1964, 238 p.
2. Bashta T.M. Ob"emnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem.(Displacement pumps and hydraulic drives of hydraulic systems) Moscow, Mashinostroenie, 1974, 606 p.
3. Shesterennye nasosy s asimmetrichnoj liniej zaceplenija shesteren (teorija, konstrukcija i raschet) [Gear pumps with an asymmetrical line of action of gears (theory, design and calculation)], Ju.V. Kuleshkov i dr., Kirovograd, KOD, 2009, 257 p.
4. Kavitatsiya v pererabotke nefi (Cavitation in the oil processing) / Yakhno O.M., Koval A.D., Pishchenko L.I., Paskalov V.P., Yaske N.N., Kiev, Svit, 1999,257 p.
5. Fedotkin N.M., Gulyy I.S. Kavitatsiya (Cavitation), Kiev, Poligrafkniga, 1997, 839 p.
6. R. Knepp, Dzh. Deyli, F. Khemmit, Kavitatsiya (Cavitation), Moscow: Mir, 1974, 687 p.
7. L.V. Rodionov, G.O. Belov, M.V. Budko, A.N. Kryuchkov, E.V. Shakhmatov, Razrabotka matematicheskoy modeli gidrodinamiki zapertogo obema v shesterennom nasose. (The development of mathematical model of hydrodynamics of trapped volume in the gear pump), Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta (Samara State Aerospace University), no 3(19), 2009, pp.189-193.