

**З.Я. Лурье, д-р техн. наук,**

**А.И. Гасюк, канд. техн. наук**

Национальный технический университет

“Харьковский политехнический университет”, Харьков, Украина

**В.М. Соловьев, канд. техн. наук**

Государственное предприятие “Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова”, Харьков, Украина

## **ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ**

## **NUMERICAL SIMULATION OF HYDRODYNAMICS WORKING PROCESS GEAR PUMP EXTERNAL ENGAGEMENT**

*Разработка шестеренного насоса с улучшенным рабочим процессом и выходными характеристиками продолжает оставаться актуальной задачей. Ее решение связано не только с улучшением конструкции элементов насоса и применение более совершенных материалов и технологий изготовления, и с числовыми исследованиями гидродинамических характеристик потока вязкой несжимаемой жидкости в шестеренных насосах. Такой подход — один из актуальных направлений в теории и практике разработки современных шестеренных насосов. Обзор современных программ вычислительной гидродинамики показал, что возможности CFD программ позволяют выполнять числовое моделирование движения рабочей жидкости в современных шестеренных насосах с учетом ряда гидродинамических особенностей, а также влияния микрогеометрических элементов модели шестеренного насоса, как в двух-, так и в трехмерной постановке.*

*Ключевые слова: рабочий процесс, числовое моделирование, шестеренный насос внешнего сцепления, математическая модель, компьютерная модель.*

### **Введение**

В настоящее время шестеренные насосы внешнего зацепления широко применяются в гидросистемах технологического оборудования общепромышленного и специального назначения. Однако, невзирая на долгую историю развития насосов внешнего зацепления, проблемам и исследованию внутренней гидродинамики не уделено должного внимания. Пространственная конфигурация камер всасывания и нагнетания, включающая в себя неподвижный корпус и вращающиеся в противоположные стороны шестерни, создает переменную во времени геометрию проточной части, что не может не сказаться на течении рабочей жидкости внутри и на выходе насосов внешнего зацепления. Это создает определенные трудности при построении математической модели.

В данном направлении имеется сравнительно небольшое число публикаций, хотя в настоящий момент вычислительная математика и техника обладают широким спектром высокоинтеллектуальных математических методов и программных средств. Новым инструментом, позволяющим проводить моделирование гидродинамических течений в насосах внешнего зацепления, шестеренных насосов внутреннего зацепления и других гидравлических (и не только) машинах, являются программные средства, основанные на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений На-

вье–Стокса — средства вычислительной гидродинамики (далее CFD). Однако ввиду сложности и трудоемкости процесса численного моделирования с использованием CFD программ, получение отдельного численного решения на сегодняшний день является еще достаточно трудной задачей. Настоящая статья посвящена этому актуальному направлению.

### **Анализ последних исследований**

В статье [1], на основе использования CFD программы *OpenFoam* получены данные, показывающие влияние изменения величины радиуса скругления (45 и 100 мкм) на торцевой поверхности зуба насоса внешнего зацепления на величину утечек и потери мощности (рисунок 1). Было установлено, что благодаря введению скругления наблюдается снижение утечек как на низких/высоких частотах вращения, так и при низких/высоких величинах давления. Было установлено, что потери мощности имеют тенденцию к снижению с уменьшением радиуса скругления.

В статье [2] рассмотрены результаты численного моделирования (с использованием подвижной расчетной сетки) работы насоса для пищевой промышленности. В частности, были получены зоны высоких скоростей и кавитационные области, отмечена необходимость их уменьшения (локализации), в т.ч. конструктивными мероприятиями.

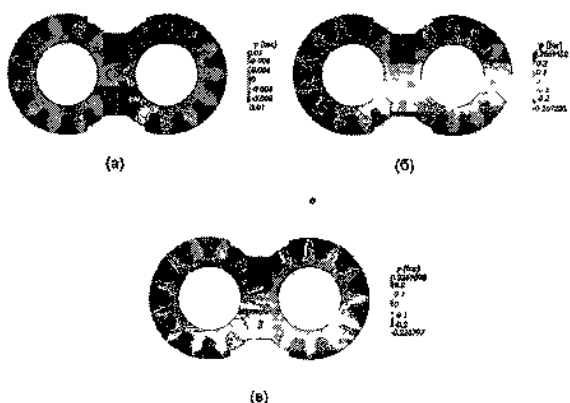


Рисунок 1 — Генерируемое скруглением давление, бар: а) без скругления; б) скругление 45 мкм; в) скругление 100 мкм

В статье [3] рассмотрена постановка и решение двухмерной CFD задачи в программе *Fluent* (с использованием подвижной расчетной сетки) по моделированию течения в шестеренном насосе с целью изучения влияния величины зазора между шестернями на выходные характеристики насоса. В качестве объекта исследования использовался шестеренный насос марки PGP компании *Parker Hannifin Corp.* Для выбранных значений величины зазора между шестернями (15, 22 и 30 мкм) при частотах вращения 2000, 2500, 3000 и 3500 мин<sup>-1</sup> были получены кривые пульсации мгновенной подачи в кг/с (скорости) и давления в psi (рисунок 2).

В таблице 1 показаны максимальные, минимальные и средние значения массовой подачи при частотах вращения от 3500 до 2000 мин<sup>-1</sup> и давлениях на

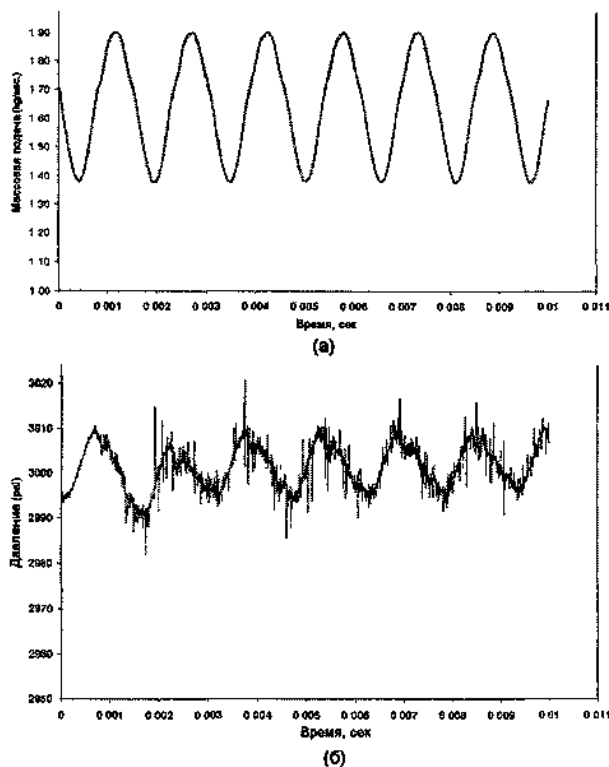


Рисунок 2 — Результат численного исследования течения в шестеренном насосе с величиной зазора между шестернями 30 мкм, частота вращения 3000 мин<sup>-1</sup>, давление 3000 psi: а) пульсация массового расхода; б) пульсация давления в точке области нагнетания

Таблица 1 – Величина массовой подачи в зависимости от частоты вращения и давления на выходе шестеренного насоса

№	n, мин <sup>-1</sup>	P <sub>выхода</sub> , МПа	Массовая подача, кг/с		
			max	min	средн.
1	3500	24,13	2,22	1,63	1,92
2	3500	20,684	2,24	1,68	1,96
3	3500	17,237	2,25	1,74	2
4	3000	24,13	1,88	1,34	1,61
5	3000	20,684	1,9	1,38	1,64
6	3000	17,237	1,92	1,44	1,68
7	2500	24,13	1,55	1,04	1,3
8	2500	20,684	1,57	1,09	1,33
9	2500	17,237	1,58	1,14	1,36
10	2000	24,13	1,21	0,75	0,98
11	2000	20,684	1,24	0,8	1,02
12	2000	17,237	1,25	0,85	1,05

выходе от 24,13 до 17,237 МПа. Данные таблицы 1 подтверждают наличие пульсаций подачи на разных частотах вращения и давлениях.

Анализ полученных данных показал, что коэффициент неравномерности (пульсации) давления составляет порядка 0,67 %, что значительно меньше коэффициента неравномерности массовой подачи, значение которого ~ 27,4%. Течение рабочей жидкости турбулентное, что принималось и при постановке и решении данной гидродинамической задачи

Теоретическую и практическую значимость представляют результаты сравнения вышеуказанных данных с результатами работы [4], в которой рассмотрены результаты математического и экспериментального исследования шестеренного насоса компании Casarра. Коэффициент неравномерности давления на его выходе составляет ~ 2,47 %, а неравномерность подачи — 30,7% (рисунки 3,4), что сопоставимо с результатами неравномерности давления (0,67 %) и подачи 27,4% работы [3]. Следует еще раз отметить, что пульсация давления существенно меньше пульсации подачи, когда моделируется собственно шестеренный насос при замере давления внутри камеры нагнетания, а подачи в выходном патрубке. При этом вся нагнетательная магистраль гидросистемы заменена граничным условием давления на его выходе.

Продолжая анализировать результаты работы [3] можно отметить, что наибольшее значение скорости течения жидкости было зафиксировано в зазоре между зубьями и составило порядка 388 м/с. Результаты численного исследования модели с зазором 15 мкм, характер изменения величины массовой подачи в функции времени аналогичен модели с зазором 30 мкм, но при частоте вращения  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$  и давлении на выходе  $P = 20,684 \text{ МПа}$  коэффициент неравномерности меньше и равен 25,87 %. Величина зазора между шестернями является значимым фактором, влияющим на значение подачи шестеренного насоса. Следует заметить, что термин “зазор между шестернями” (gap between gears) является аналогом отечественного термина “боковой зазор” [5, 6].

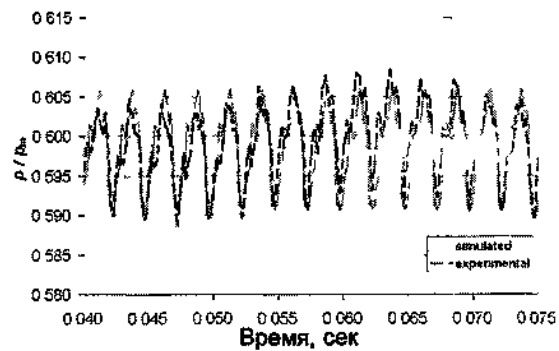


Рисунок 3 — Сравнение численных и экспериментальных данных по изменению величины коэффициента давления нагнетания  $P/P_m$  в функции времени при частоте вращения  $n=2000 \text{ мин}^{-1}$

В работе [7] анализируется ламинарное движение вязкой несжимаемой жидкости в линии нагнетания шестеренного насоса. Авторы отмечают, что теоретически и экспериментально подтверждаются наличие зон кавитации и пульсация давления в потоке за насосом, из-за пульсирующего характера движения рабочей жидкости.

#### Постановка задачи

Результаты анализа показали, что разработка шестеренного насоса с улучшенным рабочим процессом и выходными характеристиками продолжает оставаться актуальной задачей. Ее решение связано не только с улучшением конструктивных решений, но и с исследованиями по изучению гидродинамики движущейся рабочей жидкости в сложной проточной части с помощью CFD программ.

#### Основная часть

Перейдем к особенностям определения мгновенной теоретической подачи рабочей жидкости и ее пульсации. В работах [5,8] принято допущение, что

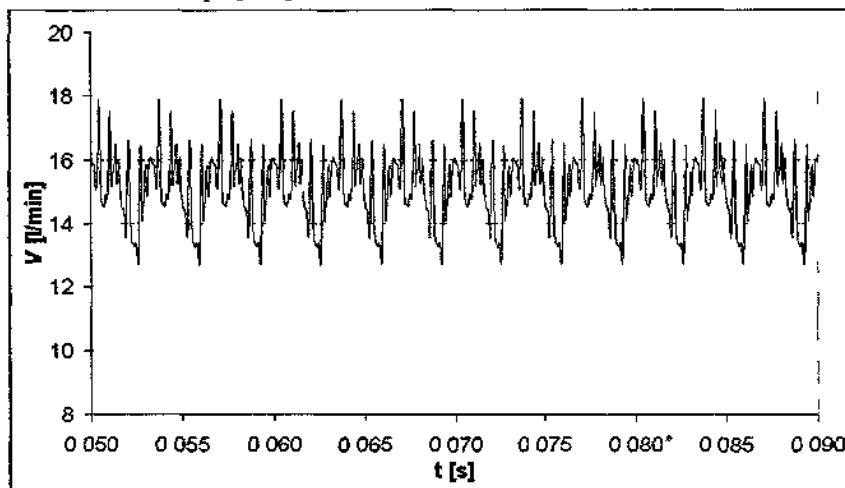


Рисунок 4 — Кривая мгновенной подачи (в л/мин) при численном моделировании шестеренного насоса компании Casarра при частоте вращения  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  и давлении  $p = 200 \text{ бар}$

объем вытесненной за время  $dt$  жидкости равен произведению площади между кривой, которую займет профиль ведущей шестерни и кривой, которую займет профиль ведомой шестерни, на ширину зуба. Таким образом, подача определяется скоростью изменения объема камеры нагнетания, в которой нет твердого тела, но и нет жидкости  $\varphi$  ее гидродинамическими особенностями в такой сложной проточной части. Для определения величин утечек, перетечек и др. видов объемных потерь используются полуэмпирические, эмпирические и теоретические зависимости [5, 9–11].

Благодаря развитию и более широкому распространению средств вычислительной гидродинамики, которые обеспечивают относительно высокую точность расчета по сравнению с классическими методами, стало возможным проведение численного моделирования работы шестеренного насоса с учетом следующего:

- влияния гидравлических потерь, включая непосредственное моделирование объемных потерь и потерь трения;
- особенностей течения в щелевых зазорах;
- влияния турбулентности и завихрений потока на течение в элементах шестеренного насоса;
- шероховатости и микрогеометрии деталей и т.д.

Современные CFD программы также позволяют проводить непосредственный контроль результата моделирования, осуществляя вывод результата графическими средствами визуализации либо в виде файла данных для последующего численного анализа.

Благодаря существенному расширению перечня моделируемых процессов, которое дает использование средств вычислительной гидродинамики, стало возможным изучение отдельных узкоспециализированных вопросов, исследование которых методом экспериментального моделирования вызвало бы значительные материальные и временные затраты.

В настоящее время существует ряд программ проектирования (Computer Aided Design, CAD), предназначенных для выполнения 3D моделирования: *Solid Works*, *Pro-Engineer*, *AutoCAD Inventor*, *Компас* и др., которые позволяют спроектировать компьютерную модель с необходимой точностью для ее последующего экспортирования в CFD программу.

Для данного исследования был выбран шестеренный насос, близкий к серийному типа НШ-32УК производства ПАО «Гидросила» с рабочим объемом  $32\text{ см}^3$ , с давлением рабочей жидкости на выходе  $16\text{ МПа}$ , частотой вращения  $2400\text{ мин}^{-1}$ , шириной шестерни  $22\text{ мм}$ . Для построения моделей шестерен насоса и самого шестеренного насоса удобно использовать библиотеку «Расчет и построение» программы «Компас» российской компании «Аскон». Расчет и построение зубчатого зацепления был выполнен на основе межосевого расстояния со следующими исходными данными: число зубьев  $Z_1=Z_2=8$ ; модуль  $m=5$ ; угол профиля исходного контура  $\alpha=20^\circ$ ; коэффициент высоты

головки зуба  $h_a^*=1,143$ ; коэффициент радиального зазора  $c^*=0,25$ ; коэффициент профильного смещения  $x=0,624$ ; межосевое расстояние  $a_w = 44,693\text{ мм}$ . На рисунке 5 изображена модель насоса.

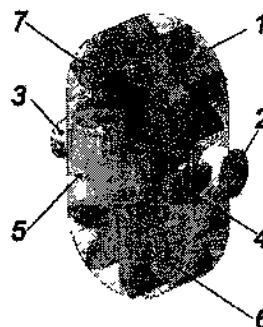


Рисунок 5 — Основные элементы 3D модели шестеренного насоса:

- 1 — рабочая полость корпуса шестеренного насоса;
- 2 — элемент подвода рабочей жидкости в полость всасывания;
- 3 — элемент отвода рабочей жидкости из полости нагнетания;
- 4, 5 — разгрузочные канавки;
- 6, 7 — ведущая и ведомая шестерни, соответственно

При построении эвольвенты профиля зуба шестерен насоса в программе «Компас» особое внимание следует обратить на число расчетных точек, по которым строится огибающая. Изменить количество расчетных точек эвольвенты можно в настройках библиотеки: *SHAFT-2D* → Настройка → Генерация сечений модели → Количество расчетных точек на рабочей поверхности переходной кривой зубчатого колеса → изменить число точек 4 на большее. Радиальные и торцевые зазоры в модели были приняты равными  $30\text{ мкм}$ .

После построения модели насоса осуществляется ее сохранение в формат с нейтральным расширением \*.stl, \*.wrl, \*.stp или другой, в зависимости от требований используемой CFD программы.

В настоящее время среди многообразия программ вычислительной гидродинамики можно отметить следующие: *CFX*, *Fluent*, *STAR-CD*, *NU-MECA*, *OpenFOAM*, *ANSYS*, *Flow Vision*, *FlowER*, *MTFS* и др.

Для разбиения расчетной сетки могут использоваться как встроенные модули, так и специализированные программы, к примеру: *Gambit*, *ICEM CFD Hexa*, *CFX-Mesh*, *TurboGrid*, *HexPress* и др.

Полученная в CAD программе модель шестеренного насоса была импортирована в программу вычислительной гидродинамики. Для модели были заданы следующие начальные и граничные условия:

- математическая модель расчета: модель вязкой несжимаемой жидкости с расчетом уравнений скорости, давления и дополнительно добавленной моделью расчета течения в зазорах. В качестве рабочей жидкости выбран керосин.

Применительно к модели вязкой несжимаемой жидкости осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса имеют следующий вид [12-14]

$$\rho \frac{\partial \bar{V}}{\partial t} = \text{div}(\bar{P} - \rho \bar{V}\bar{V} - \rho \bar{V}'\bar{V}'), \quad (1)$$

где  $\bar{V}$ ,  $V'$  — соответственно, осредненная и пульсационная составляющие вектора скорости,  $\rho$  — плотность рабочей жидкости,  $\bar{P}$  — осредненная составляющая давления

Уравнение неразрывности

$$\text{div}\bar{V} = 0. \quad (2)$$

Для замыкания уравнений Навье-Стокса и неразрывности была выбрана  $k-\varepsilon$  модель турбулентности

На рисунке 6 показан результат задания граничных условий для поверхностей расчетной модели **СТЕНКА** — стенка с ламинарным пограничным слоем, **СТЕНКА С ЗАЗОРОМ** — стенка с ламинарным пограничным слоем и вычислением течения в зазорах, **ВХОД** — задано численное значение давления  $P_{\text{вх}} = 80000 \text{ Па}$ , **ВЫХОД** — задано численное значение давления  $P_{\text{вых}} = 16 \text{ МПа}$ . Для шестерен задана частота вращения  $2397 \text{ мин}^{-1}$  ( $251 \text{ с}^{-1}$ ) с соответствующим направлением вращения



Рисунок 6 — Задание граничных условий

Также выполнено разбиение расчетной сетки на 435 265 расчетных ячеек и задан явный шаг по времени между расчетными итерациями  $\Delta t = 0,0001 \text{ с}$

Для обеспечения лучшей точности фиксирование результатов расчета осуществлялось после предварительного проведения подготовительного расчета (проведено 170 итераций).

На рисунках 7 и 8 представлены результаты численного моделирования изменения проекции вектора абсолютной скорости  $V_z$  в зависимости от времени (угла поворота), которые показывают корреляцию между положением зубьев шестерен и изменениями проекции вектора абсолютной скорости  $V_z$ . Изменение направления данной проекции вектора вызвано сложным течением как в камере всасывания, так и в камере нагнетания, которое связано с вращением шестерен и изменением положения зубьев. На дан-

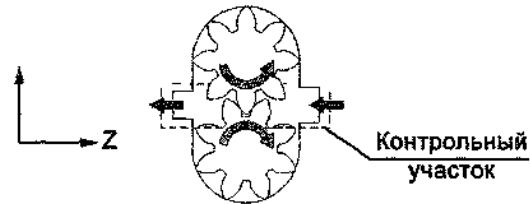
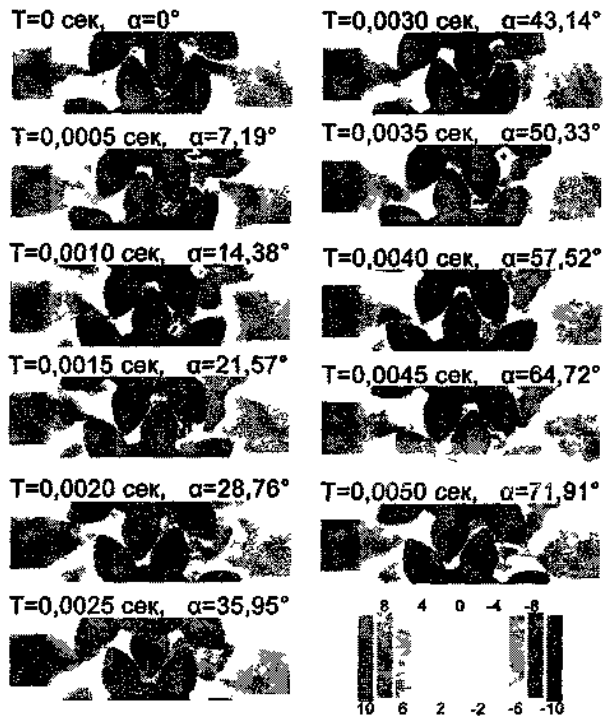


Рисунок 7 — Изменение проекции вектора абсолютной скорости  $V_z$  в зависимости от времени (угла поворота) для секущей продольной плоскости

ных рисунках показано, что поток жидкости движется справа налево, из камеры всасывания, через впадины вращающихся шестерен — в камеру нагнетания и дальше через выходной патрубок, диаметр которого равен 14 мм.

Также можно отметить, что в камере всасывания наблюдается значительное изменение направления вектора абсолютной скорости имеют области как положительного, так и отрицательного значений проекции  $V_z$ . При этом есть обширная зона в камере нагнетания, в которой наблюдается только отрицательные значения  $V_z$ .

Расчет осуществлялся с целью проведения численного моделирования пульсации величины проекции скорости  $V_z$  (а следовательно, и мгновенной подачи  $q$ ) на выходе шестеренного насоса. Теоретическое обоснование пульсации мгновенной подачи на выходе шестеренного насоса внешнего зацепления приведено в [5, 8]

Избранные увеличенные области камеры нагнетания с распределением проекции вектора абсолютной скорости  $V_z$  в зависимости от времени (угла поворота), представлены на рисунке 8. Здесь визуально наблюдаются изменения вектора абсолютной скорос-

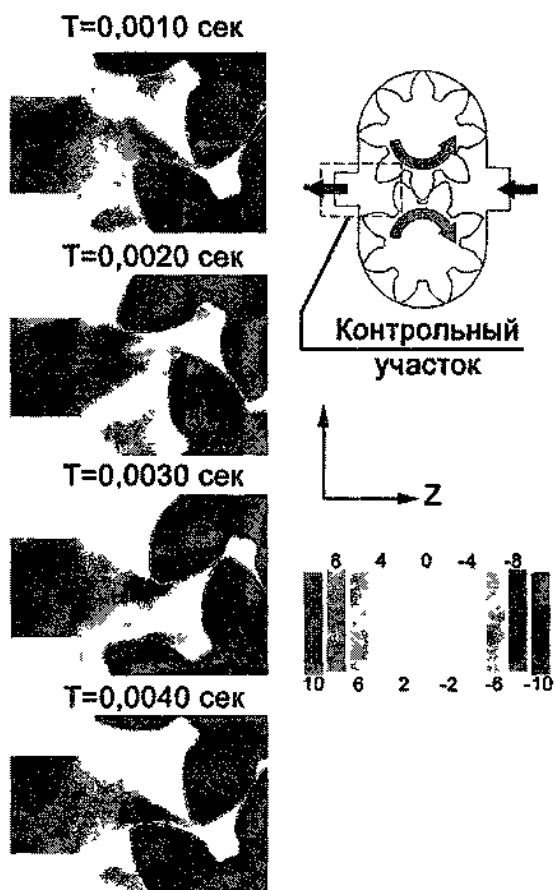


Рисунок 8 — Увеличенное изображение характера изменения проекции вектора абсолютной скорости  $V_z$  в зависимости от времени для текущей продольной плоскости

ти (а следовательно, и проекции) при смене времени интегрирования на 0,001с (после 10 итераций). В результате проведения анализа полученных результатов построена характеристика, представленная на рисунке 9.

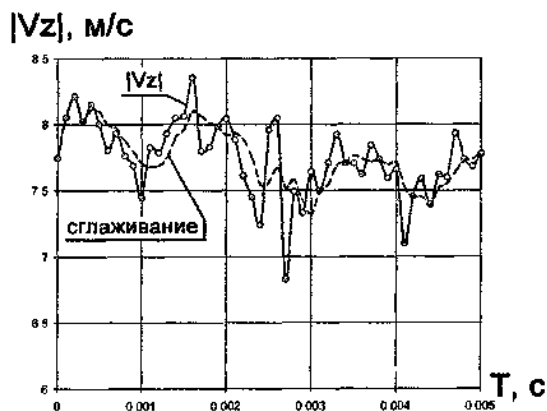


Рисунок 9 — Осредненная по площади пульсация проекции вектора абсолютной скорости  $|V_z|$  на выходе шестеренного насоса в зависимости от времени  $T$

Кривая на рисунке 9 показывает, что на выходе шестеренного насоса зафиксирована пульсация скорости  $|V_z|$  (а значит, и мгновенной подачи): при среднем значении скорости  $|V_{zcp}| = 7,76 \text{ м/с}$  отклонение составляет  $\pm 0,5 \text{ м/с}$  и выше, т.е. более 12%.

Причиной наблюдаемой пульсации компоненты скорости является ряд факторов, в том числе гидродинамического характера, наиболее значащим из которых является переменный в функции времени объем камеры нагнетания, связанный с вращением шестерен.

### Выводы

1. Результаты анализа предшествующих работ показали, что разработка шестеренного насоса с улучшенным рабочим процессом и выходными характеристиками продолжает оставаться актуальной задачей. Ее решение связано не только с улучшением конструкции элементов насоса и применением более совершенных материалов, но и с численными исследованиями гидродинамических характеристик потока вязкой несжимаемой жидкости в шестеренных насосах. Такой подход является одним из актуальных направлений в теории и практике разработки современных шестеренных насосов.

2. Проведенный краткий обзор современных программ вычислительной гидродинамики показал, что возможности CFD программ позволяют выполнять численное моделирование движения рабочей жидкости в современных шестеренных насосах с учетом ряда гидродинамических особенностей, а также влияния микрогеометрических элементов модели шестеренного насоса, как в двух- так и в трехмерной постановке.

3. Показанный на рисунке 9 результат численного моделирования изменения модуля проекции вектора абсолютной скорости  $|V_z|$ , показал наличие пульсации скорости (подачи) на выходе насоса, которое составило более  $\pm 12\%$ . После применения процедуры наложения линейного фильтра были получены колебания скорости, более близкие к гармоническим.

### Литература

1. Magnusson, J. Numerical analysis the lubricant gap in external gear pumps considering microsurface features [Text] / J. Magnusson // Department of Applied Mechanics Chalmers University of technology Gothenburg Sweden. Masters thesis. — 2011. — 69 p.
2. Vierendeels, J. Simulation of flow through complex shaped moving [Text] / J. Vierendeels, K. Riemsdagh // Mechanical and Thennal Eng. Universitet Gent Belgium. Fluid dynamics. — 1996. — P. 499—504.
3. Hyun, K. Twodimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump [Text] / K. Hyun, M. Hazel, P. Suresh // American society Eng. — 2007. — P.1—18.
4. Casoli, P. A numerical model for the simulation of external gear pumps [Text] / P. Casoli, A. Vacca, G. Franzoni // Dipartimento di Ingegneria Industriale Universit

degli Studi di Parma Parco Area delle Scienze 181/A, 43100 Parma, Italy. — 2005. — p. 705—710.

5. Юдин, Е.М. Шестеренные насосы [Текст] / Е.М. Юдин // — М.: Машиностроение, 1964. — 236 с.

6. Болотовский, И.А. и др. Цилиндрические эвольвентные передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии. Справочное пособие [Текст] / И.А. Болотовский, В.И. Гурьев, В.Э. Смирнов, В.И. Шендерей. — М.: Машиностроение. — 1974. — 160 с.

7. Стричек, Я. Математическое моделирование ламинарного течения вязкой несжимаемой жидкости в линии нагнетания шестеренного насоса [Текст] / Я. Стричек, Д.В. Костюк, Н.В. Ногин, О.М. Яхно // Промислова гідравліка і пневматика. — Вінниця. — 2013. — №3 (41). — С. 37—43.

8. Кулагин, А.В., Демидов, Ю.С., Кондаков, Л.А. Основы теории и конструирования гидропередач [Текст] / А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, Л.А. Кондаков, под ред. В.Н. Прокофьева // М.: — Высшая школа. — 1968. — 400 с.

9. Кулешков, Ю.В. Математична модель втрат рідини через радіальний зазор в сучасних шестеренних насосах типу НШ [Текст] / Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, О.О. Матвієнко // Підвищення надійності відновлюваних деталей машин. Вісник ХДТУ сільського господарства. — Харків. — 2001. — Том 2. — №8. — С. 87—90.

10. Кулешков, Ю.В. Математическая модель торцевых радиально направленных утечек в шестеренном насосе типа НШ [Текст] / Ю.В. Кулешков, А.А. Матвиенко, Т.В. Руденко, В.В. Русских // Техніка в сільськогосподарському виробництві. Галузеве машинобудування, автоматизація: зб. Наук. Праць КНТУ. — Кіровоград. — 2008. — №20. — С. 284—292.

11. Кулешков, Ю.В., Матвиенко, А.А., Руденко, Т.В. Математическая модель утечек через торцевой межцентровый зазор шестеренного насоса типа НШ [Текст] // Промислова гідравліка і пневматика: зб. наук. праць за матеріалами VIII міжн. наук.-техн. конф. АСПГП. — 2008. — №2(20). — С.73—79.

12. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л.Г. Лойцянский. — М.: Дрофа, 2003. — 847 с.

13. Соловьев, В.М. Численное моделирование потока в решетке реактора гидротрансформатора [Текст] / В.М. Соловьев, П.С. Завьялов, Ю.А. Подвойский // Проблемы машиностроения. — Харків. — 2009. — Т. 12. — №3. — С. 11—20.

14. Руководство пользователя Flow Vision, версия 2.2.

#### References

1. Magnusson, J. Numerical analysis the lubricant gap in external gear pumps considering microsurface features [Text] / J. Magnusson // Department of Applied Mechanics Chalmers University of technology Gothenburg Sweden. Masters thesis. — 2011. — 69 p.

2. Vierendeels, J. Simulation of flow through complex shaped moving [Text] / J. Vierendeels, K. Rienslagh //

Mechanical and Thennal Eng. Universitet Gent Belgium. Fluid dynamics. — 1996. — P. 499—504.

3. Hyun, K. Two-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump [Text] / K. Hyun, M. Hazel, P. Suresh // American society Eng. — 2007. — p. 1—18.

4. Casoli, P. A numerical model for the simulation of external gear pumps [Text] / P. Casoli, A. Vacca, G. Franzoni // Dipartimento di Ingegneria Industriale Universit.

5. Yudin, E.M. Shesterennyye nasosy [Tekst] / E.M. Yudin // — М.: Mashinostroenie, 1964. — 236 с.

6. Bolotovskiy, I.A. Tsilindricheskie evolventnyie peredachi vneshnego zatsepleniya. Raschet geometrii. Spravochnoe posobie [Tekst] / I.A. Bolotovskiy, V.I. Gurev, V.E. Smirnov, V.I. Shenderoy. — М.: Mashinostroenie. — 1974. — 160 s.

7. Strichек, Ya. Matematicheskoe modelirovnie laminarnogo techeniya vyazkoy neszhimaemoy zhidkosti v linii nagnetaniya shesterennogo nasosa [Tekst] / Ya. Strichек, D.V. Kostyuk, N.V. Nogin, O.M. Yahno. — Promislova gidravlika i pnevmatika. — Vinnitsya. — 2013. — №3 (41). — S. 37—43.

8. Kulagin, A.V. Osnovy teori i konstruirovaniya gidroperedach [Tekst] / A.V. Kulagin, Yu.S. Demidov, L.A. Kondakov, pod red. V.N. Prokofieva. — М.: Vysshaya shkola. — 1968. — 400 p.

9. Kuleshkov, Yu.V. Matematichna model vtrat ridyni cherez radialniy zazor v suchasni shesterennih nasosah tipu NSh [Tekst] / Yu.V. Kuleshkov, M.I. Chernovol, O.O. Matvienko // Pidvishchennya nadliynosti vidnovlyvaniy detaley mashin. Visnik HDTU silskogo gospodarstva. — Harkiv. — 2001. — Tom 2 №8. — S. 87—90.

10. Kuleshkov, Yu.V., Matvienko, A.A., Rudenko, T.V. i dr. Matematicheskaya model tortsevyih radialno napravleniyyh utechek v shesterennom nasose tipa NSH [Tekst] / Yu.V. Kuleshkov, A.A. Matvienko, T.V. Rudenko, V.V. Russkih // Tehnika v silskogospodarskomu virobniitstvi. Galuzeve mashinobuduvannya, avtomatizatsiya: zb. nauk. prats KNTU. — Kirovograd. — 2008. — №20. — S. 284—292.

11. Kuleshkov, Yu.V., Matvienko, A.A., Rudenko, T.V. Matematicheskaya model utechek cherez tortsevoy mezhitsentrovyy zazor shesterennogo nasosa tipa NSH [Tekst] // Promislova gidravlika i pnevmatika: zb. nauk. prats za materialami VIII mizhn. nauk.-tekhn. konf. ASPGP. — 2008. — №2(20). — S.73—79.

12. Loytsyanskiy, L.G. Mekhanika zhidkosti i gaza [Tekst] / L.G. Loytsyanskiy. — М.: Drofa, 2003. — 847 s.

13. Solovev, V.M. Chislennoe modelirovanie potoka v reshetke reaktora gidrotransformatora [Tekst] / V.M. Solovev, P.S. Zavyalov, Yu.A. Podvoyskiy // Problemyi mashinostroeniya. — Harkiv. — 2009. — T. 12, №3. — S. 11—20.

14. Rukovodstvo polzovatelya Flow Vision, versiya 2.2.

Надійшла 21.04.2014

УДК:621.644:621.833.15

**Чисельне моделювання  
гідродинаміки робочого процесу  
шестеренного насоса  
зовнішнього зачеплення**

**З.Я. Лур'є, О.І. Гасюк,  
В.М. Соловійов**

Розробка шестеренного насоса з поліпшеним робочим процесом і вихідними характеристиками продовжує залишатися актуальним завданням. Її рішення пов'язане не тільки з поліпшенням конструкції елементів насоса і застосуванням досконаліших матеріалів та удосконаленням технології виготовлення, але і з чисельними дослідженнями гідродинамічних характеристик потоку в'язкої нестисливої рідини в шестеренних насосах. Такий підхід є одним з актуальних напрямів у теорії та практиці розробки сучасних шестеренних насосів. Огляд сучасних програм обчислювальної гідродинаміки показав, що можливість CFD програм дозволяють виконувати чисельне моделювання руху робочої рідини в сучасних шестеренних насосах з урахуванням низки гідродинамічних особливостей, а також впливу мікрогеометричних елементів моделі шестереневого насоса у двох- та у трьохмірній постановці.

*Ключові слова: робочий процес, чисельне моделювання, шестеренний насос зовнішнього зачеплення, математична модель, комп'ютерна модель.*

UDK:621.644:621.833.15

**Numerical simulation of  
hydrodynamics working process  
gear pump external engagement**

**Z.Ya. Lurye, A.I. Gasyuk,  
V.V. Solovyov**

Development of gear pumps with improved workflow and output characteristics continues to be an urgent task. Her decision is due not only to the improvement of the pump design elements and application of more advanced materials and manufacturing technology improvement, but with numerical studies of hydrodynamic characteristics of the flow of a viscous incompressible fluid in gear pumps. This approach is one of the important trends in the theory and practice of the development of modern gear pumps. Overview of modern computational fluid dynamics programs showed, that the ability to perform CFD programs allow numerical simulation of the motion of the working fluid in modern gear pumps based on a number of hydrodynamic features, and the impact of model elements microgeometrical gear pump in the two- and threedimensional setting.

*Key words: workflow, numerical modeling, gear pumps external gearing, the mathematical model, computer model.*