

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОДАЧИ ЖИДКОСТИ ШЕСТЕРЕННЫМ КАЧАЮЩИМ УЗЛОМ

2007 А. Н. Крючков², Л. В. Родионов¹, М. С. Гаспаров¹, Е. В. Шахматов¹

¹Самарский государственный аэрокосмический университет

²Институт акустики машин

Проводится анализ неравномерности подачи жидкости шестеренным насосом с использованием САД процедур. Предложена уточненная зависимость мгновенной теоретической производительности шестеренного качающего узла от угла поворота шестерни. Приводятся результаты расчета неравномерности подачи жидкости по предложенной и известной методикам.

Шестеренные насосы нашли широкое применение в машиностроении, что обусловлено простотой их конструкции, малой трудоемкостью изготовления, сравнительно небольшими габаритами и массой. Их важным преимуществом по сравнению с другими объемными гидромашинами является возможность непосредственного соединения с быстроходными двигателями, имеющими частоты вращения до 10000 об/мин и выше. К недостаткам шестеренных качающих узлов следует отнести чувствительность к механическим примесям в перекачиваемой жидкости; рост зазоров в процессе эксплуатации, вызывающий увеличение утечек; неравномерность подачи жидкости и высокий уровень акустического шума. Последние два фактора тесно связаны между собой, так как основным источником шума шестеренного насоса являются колебания давления в полостях насоса, а также кавитационные процессы. Для обоснования мероприятий по снижению интенсивности колебательных и кавитационных процессов необходима разработка методов расчета мгновенной подачи насоса. Эти методы должны учитывать кинематическую подачу жидкости с учетом запирания жидкости в межзубовом пространстве.

В отличие от других типов объемных гидромашин (плунжерных, шиберных и пр.), для которых известны и апробированы аналитические уравнения мгновенной подачи, для шестеренных насосов аналогичные зависимости, по-видимому, не совсем корректны. Это обусловлено сложной геометрией зоны

вытеснения жидкости сопряженными шестернями, а также хорошей сходимостью известных формул для среднего расхода. В статье проведен анализ формул для расчета мгновенного расхода шестеренного насоса, предложенных отечественными и зарубежными исследователями, и предложена графоаналитическая зависимость мгновенной подачи жидкости шестеренным качающим узлом, позволяющая более корректно описывать мгновенную подачу насоса и уточнять степень неравномерности этой подачи.

На основе классической теории зубчатого эвольвентного зацепления мгновенная подача шестеренного насоса с двумя одинаковыми шестернями определяется выражением [1]

$$Q_{mi} = bw(R_e^2 - r^2 - x^2), \quad (1)$$

где b - ширина шестерни (длина зуба); w - угловая скорость вращения ротора (шестерни); R_e - радиус по окружности головок; r - радиус начальной окружности; x - расстояние от точки зацепления до полюса. Из (1) следует, что максимальная подача имеет место при $x = 0$, т. е. в момент касания зубьев в полюсе зацепления, и по мере удаления точки зацепления от полюса подача убывает по параболическому закону (рис. 1,а). Величина минимальной производительности насоса $Q_{mi \min}$ зависит от конструктивных особенностей насоса. Если шестерни выполнены с перекрытием зацепления, то на протяжении части цикла зацепления (рис. 1,а) в контакте находятся одновременно две пары зубьев. При этом

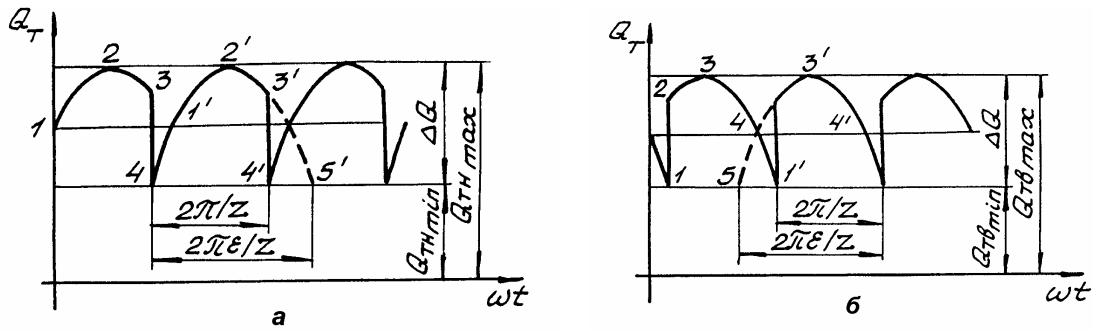


Рис. 1. Теоретическая производительность шестеренного насоса со стороны нагнетания (а) и всасывания (б)

объем жидкости между ними оказывается запертым. Вступление в контакт каждой последующей пары зубьев вызывает скачкообразное изменение мгновенного расхода Q_{mi} (3-4 и 3'-4', рис. 1,а).

Аналогично производительность насоса со стороны полости всасывания Q_{ms} определяется по формуле (1), однако характер изменения этого параметра несколько иной (рис. 1,б). Здесь двупарному зацеплению шестерен соответствует участок 5-1', при этом скачок значения Q_{ms} (1-2) происходит в момент выхода из зацепления пары зубьев, находящихся в полости всасывания.

Изложенное теоретическое описание производительности шестеренного качающего узла требует уточнения, так как при выводе формулы (1) предполагалось, что подача насоса происходит за счет работы пары кон-

тактирующих зубьев. При этом в работе [1] анализировалось изменение объема, вытесняемого перемещением сопряженных профилей шестерен. В действительности же вытеснение зубьями рабочей жидкости из межзубовой впадины сопрягаемой шестерни реализуется, в основном, еще до зацепления.

В работах [2-5] приведен анализ мгновенной подачи шестеренного насоса на основе малого изменения объема камеры нагнетания DW . Из выражения для DW определяется величина вытесняемого расхода, причем $DW = DW_1 + DW_2 - DW_3 - DW_4 + DW_5$, где $DW_1, DW_2, DW_3, DW_4, DW_5$ - объемы, замещаемые гранями зубьев (рис. 2). Такой подход некорректен, т. к. объем DW_5 вытесняется не полностью по причине его частичного замещения

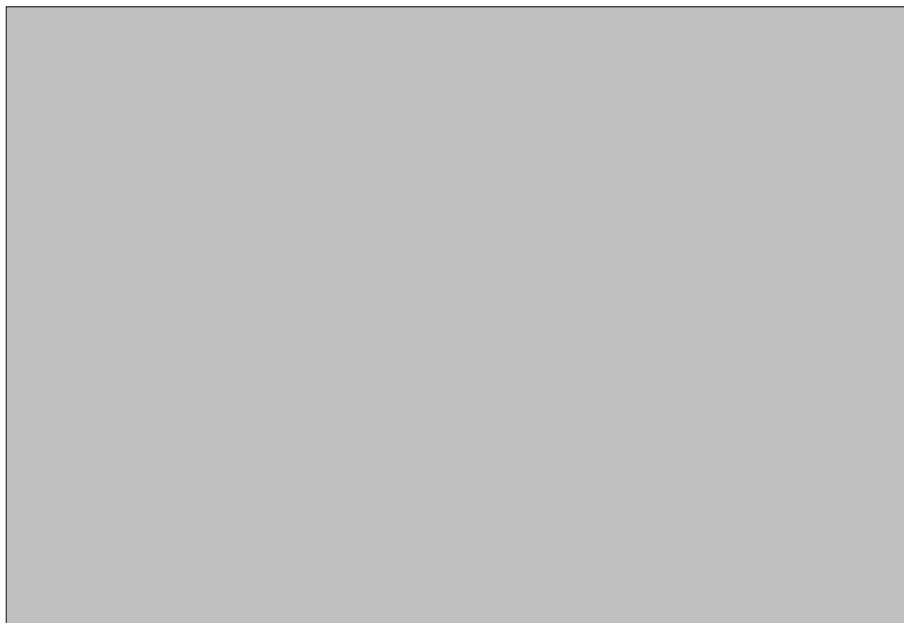


Рис. 2. Зацепление шестерен в гидромашине с внешним зацеплением зубьев

зубом сопряженной шестерни. При этом с приближением точки зацепления к полюсу степень такого замещения возрастает.

Вывод уточненной зависимости теоретической производительности необходим для построения корректной виброакустической модели шестеренного насоса, учитывающей более точное описание неравномерности подачи. Ввиду сложности получения точного аналитического решения зависимости расхода, обусловленного вытеснением жидкости зубьями из впадин (в зоне нагнетания) и их заполнением (в зоне всасывания), воспользуемся графоаналитическим методом. Для этого проанализируем изменение вытесняемого объема жидкости из межзубовых впадин зубьями ведущей и ведомой шестерен, начиная с момента входа зуба в соответствующую впадину сопрягаемой шестерни до конца вытеснения среды этим зубом, соответствующего максимальному вхождению зуба в соответствующую впадину.

Угловое положение зуба ведущей шестерни Q_{BX} (рис. 3) в начале вытеснения им жидкости определяется нижеизложенными зависимостями, полученными из свойств эвольвентного зацепления и геометрии зуба. Полагаем, что при этом профиль зуба 1 касается окружности вершин зубьев сопряженной шестерни в точке А. При этом (из свойств эвольвенты) касательная к основной окруж-

ности АВ совпадает с прямой O_2A . Тогда из прямоугольного треугольника O_1O_2B можно определить характерные углы Q_1 , b (рис. 3):

$$Q_1 = \arccos \frac{r_0}{2r};$$

$$b = \frac{\cup BC}{r_0} = \frac{\sqrt{4r^2 - r_0^2} - Re}{r_0},$$

где r , r_0 - радиусы начальной и основной окружности.

Искомый угол Q_{BX} определяем по формуле

$$Q_{BX} = Q_1 - b + j_s, \quad (2)$$

где $j_s = (j + 2inv\alpha) \cdot 0,5$; $j = \frac{p}{z} - \frac{DS}{2r}$, j - угол зуба по начальной окружности; α - угол зацепления; DS - боковой зазор.

Подставив в выражение (2) значения параметров Q_1 , b , j_s , получим окончательное значение угла начала вытеснения жидкости зубом ведущей шестерни:

$$\Theta_{BX} = \arccos \frac{r_0}{2r} - \arctg \frac{\sqrt{4r^2 - r_0^2} - Re}{r_0} + \frac{p}{2z} - \frac{\Delta S}{4r} + inv\alpha.$$

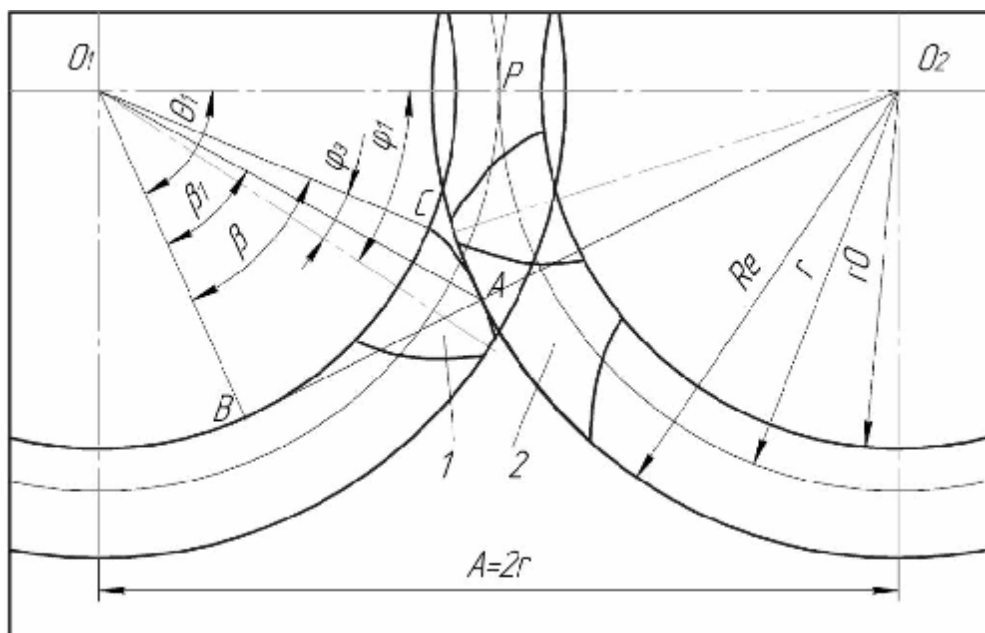


Рис. 3. Геометрические параметры момента начала вытеснения жидкости из впадины 2 зубом 1 ведущей шестерни

Окончание процесса вытеснения зуба происходит при совпадении его оси симметрии с полюсом зацепления. При этом объем, вытесненный зубом из впадины, достигает наибольшего значения.

Геометрический анализ процессов вытеснения (рис. 4) и заполнения (рис. 5) жидкостью межзубовых впадин позволил выявить уточненную зависимость расхода в зонах нагнетания и всасывания.

Теоретическая зависимость производительности насоса от угла поворота шестерен имеет сложный разрывной характер и определяется суммарной подачей при работе зубьев ведущей и ведомой шестерен (рис. 6):

$$Q_H = \left(\frac{dS_1(j)}{dj} + \frac{dS_2(j)}{dj} \right) \cdot b \cdot w,$$

где $S_1(j)$, $S_2(j)$ - мгновенные площади вытеснения зубьями ведущей и ведомой шестерен жидкости из соответствующих межзубовых впадин (рис. 5); b - ширина шестерни; j - текущий угол поворота; w - частота вращения. При предложенном подходе полагаем, что объем, вытесняемый зубом $dV_i(j)$,

связан с площадью вытеснения очевидной зависимостью: $dV_i(j) = dS_i(j) \cdot b$. Поэтому в дальнейшем изложении оперируем понятием «площадь вытеснения».

На рис. 6,а показана предложенная графоаналитическая зависимость безразмерного расхода в зоне нагнетания от угла поворота шестерни $\bar{Q}_H(j)$, полученная суммированием расходов, вытесняемых зубьями ведущей $\bar{Q}_{H1}(j)$ и ведомой $\bar{Q}_{H2}(j)$ шестерен. Величины $\bar{Q}_{H1}(j)$ и $\bar{Q}_{H2}(j)$ получены графическим дифференцированием мгновенных вытесняемых объемов жидкости по формулам (с использованием CAD технологий или CAD – процедур):

$$\bar{Q}_{H1} = (DS_1(j)/Dj) \cdot w \cdot b / Q_{CP};$$

$$\bar{Q}_{H2} = (DS_2(j)/Dj) \cdot w \cdot b / Q_{CP},$$

где $Q_{CP} = S_3 \cdot b \cdot w \cdot z / p$ - средний вытесняемый расход; S_3 - площадь зуба; z - число зубьев; $DS_1(j)$, $DS_2(j)$ - изменение мгновен-

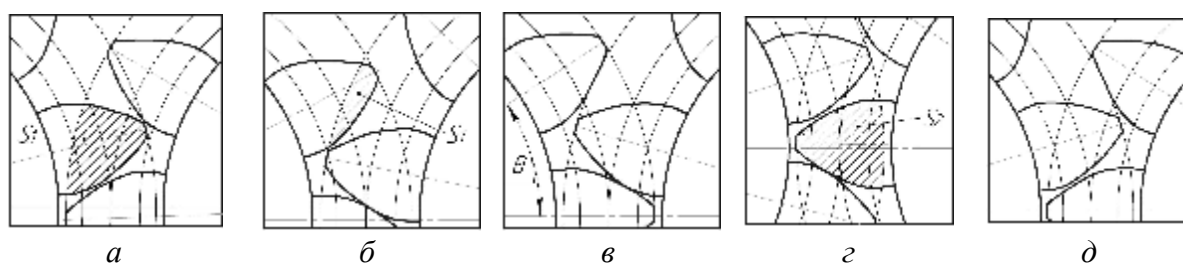


Рис. 4. Фазы зацепления шестерен при всасывании жидкости за счет выхода зуба ведущей (а, б, в) и ведомой шестерен (г, д) из соответствующих полостей: а, г – начальный момент; б – промежуточный момент; в, д – конечный момент выхода зубьев

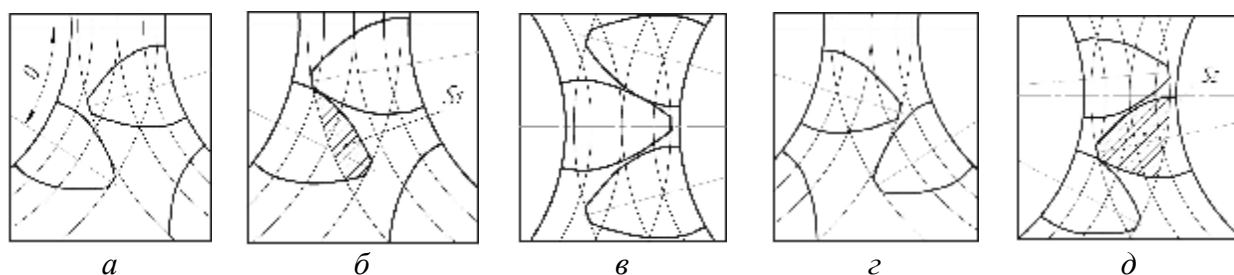


Рис. 5. Фазы зацепления шестерен при вытеснении жидкости зубом ведущей (а, б, в) и ведомой шестерен (г, д): а, г – начальный момент вытеснения; б – промежуточный момент; в, д – конечный момент

ных площадей вытеснения при повороте шестерен на малый угол Dj . Аналогично получена зависимость безразмерного расхода в зоне всасывания $\bar{Q}_B(j)$ (рис. 6,б) как суммы расходов заполнения межзубовых впадин, связанных с выходом зубьев ведущей $\bar{Q}_{B1}(j)$ и ведомой $\bar{Q}_{B2}(j)$ шестерен.

Из кинематики зоны нагнетания следует, что первым начинает вытеснение зуб ведомой шестерни (рис. 5,г), а затем зуб ведущей шестерни. При зацеплении шестерен суммарная теоретическая подача зубьев резко падает вследствие образования запертого объема. Подача пары зубьев, находящихся в зацеплении, осуществляется только зубом ведущей шестерни, которая значительно меньше, чем суммарная подача зубьев до зацепления.

Ведущая шестерня вытесняет жидкость на протяжении всего угла вращения с момента входа ее зуба в межзубовую полость ведомой шестерни (при угле Q_{BX}) до совмещения оси зуба с полюсом зацепления. При этом зуб ведущей шестерни начинает вытеснять жидкость с опережением момента зацепления на угол $Q_{BX} - \frac{P}{z} \cdot e$, а зуб ведомой шестерни начинает вытеснение гораздо раньше момента зацепления – угол опережения составляет $Q_{BX} - \frac{P}{z} \cdot (e - l)$. Окончание процесса вытеснения ведомой шестерни совпадает с моментом вступления ее в зацепление.

В зоне всасывания процессы заполнения межзубовых впадин происходят несколько иначе. В этой зоне зуб ведомой шестерни

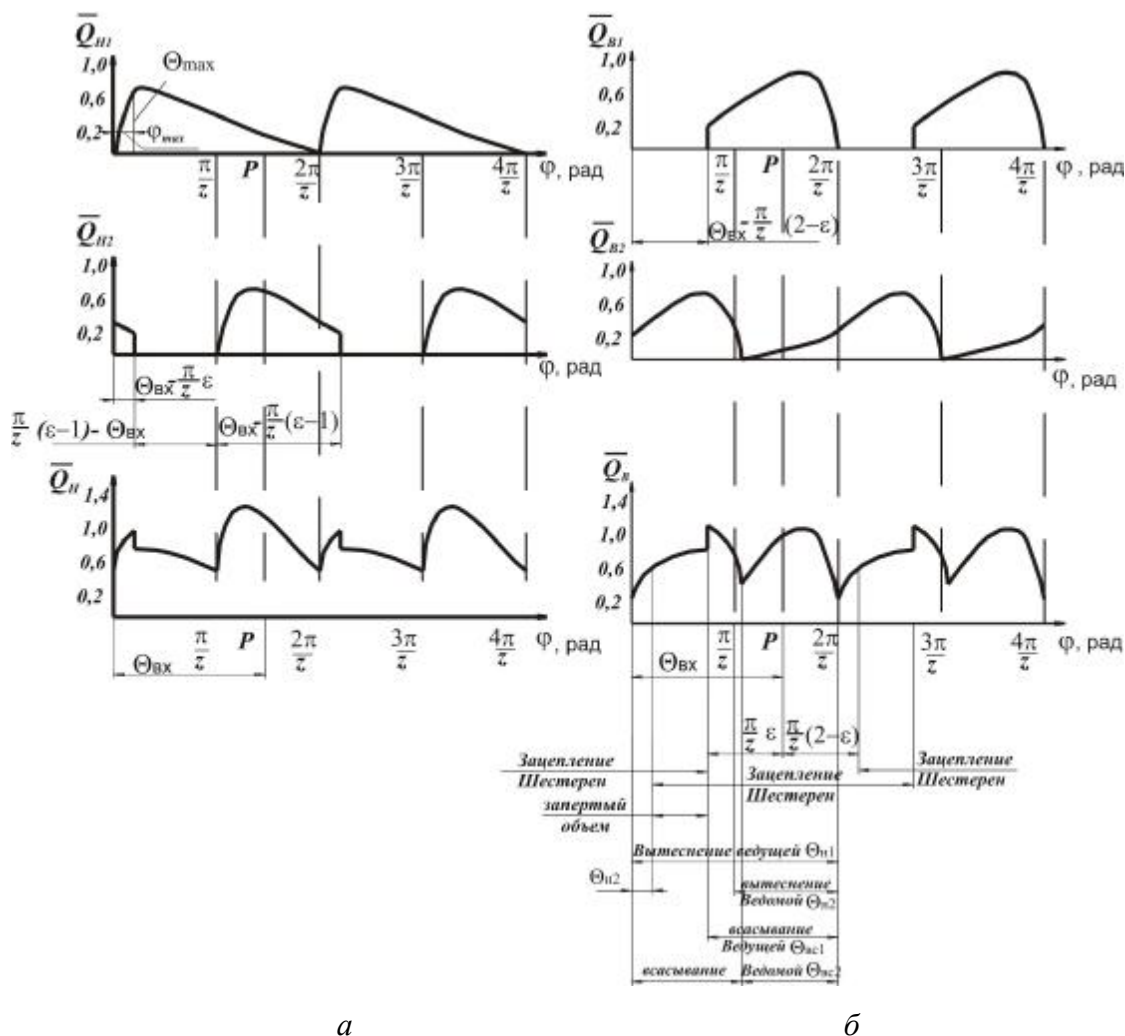


Рис. 6. Зависимость теоретической подачи вытеснения (а) и заполнения (б) шестеренного качающего узла от угла поворота

вскрывает впадину на протяжении всего угла поворота: от положения оси зуба в полюсе до момента выхода зуба из впадины ведущей. Зуб ведущей шестерни вступает в работу в момент расцепления шестерен.

За один цикл зацепления происходят процессы вытеснения и заполнения жидкости двумя зубьями, вступающими в работу через равные углы p/z . Поэтому можно предположить, что основной частотой процесса вытеснения и заполнения является вторая зубцовая гармоника. Для подтверждения данного предположения представим полученные зависимости $\bar{Q}_H(j)$ и $\bar{Q}_B(j)$ в виде суммы постоянных и переменных составляющих расходов.

На рис.7 показаны временные зависимости величин

$$\bar{Q}_H = \bar{Q}_{H,CP} + dQ_H \quad \text{и} \quad \bar{Q}_B = \bar{Q}_{B,CP} + dQ_B$$

для авиационного топливного насоса, основные геометрические и режимные параметры которого приведены в табл. 1, а также их спектральные характеристики. Последние позволяют определить основные частоты процесса вытеснения и заполнения шестерен, равные первой и удвоенной частоте их зацепления, причем на всасывании наиболее интенсивной является вторая зубцовая гармоника. Анализ геометрии и кинематики зацепления показал, что у двух основных источников колебаний шестеренного насоса разные основные частоты процесса: у процесса запираания жидкости основная частота совпадает с частотой зацепления шестерен, а основная частота второго источника, связанного с неравномерной подачей жидкости, – удвоенная частота зацепления.

Такая особенность позволяет диагностировать данные источники при исследовании виброакустических свойств насоса. В

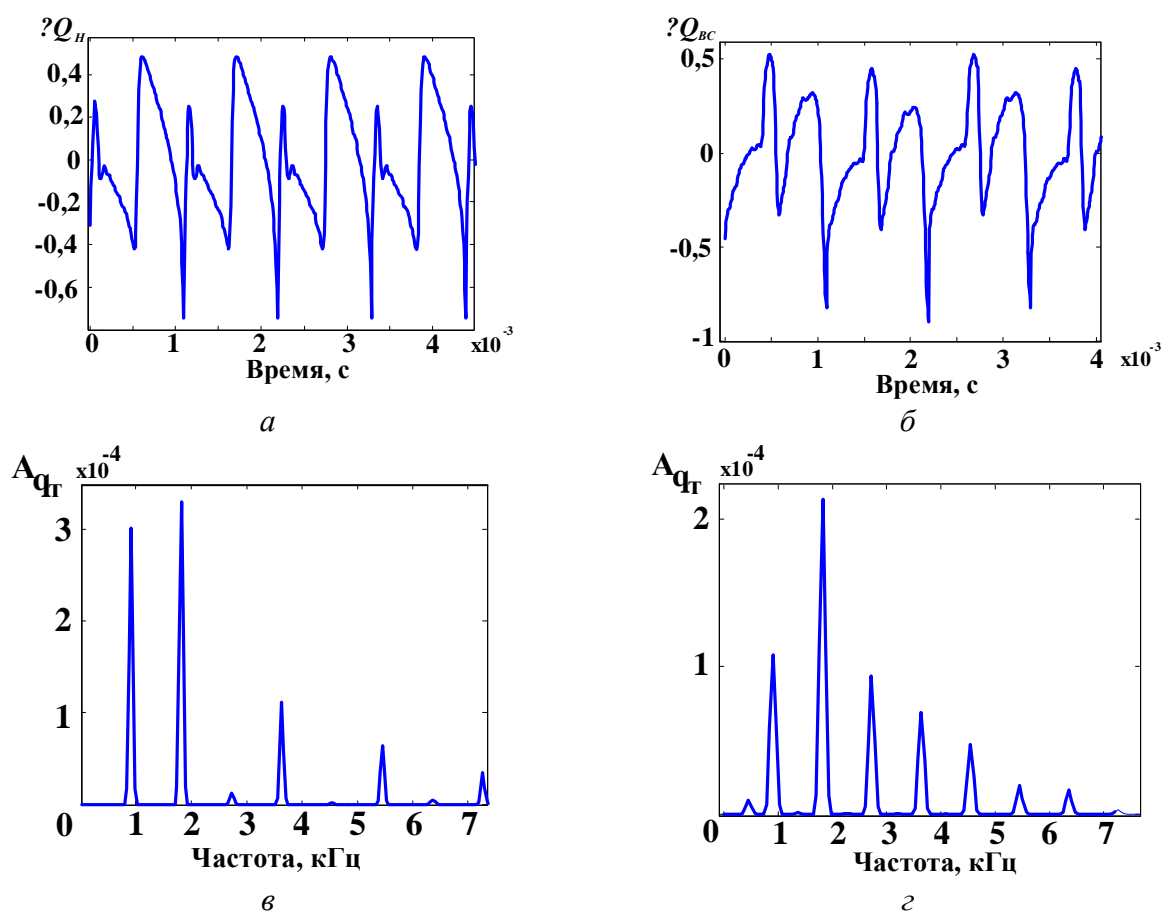


Рис. 7. Временные зависимости переменных составляющих расходов и их спектральное разложение dQ_H , dQ_B (а, б) и их спектральные характеристики (в, г)

Таблица 1. Основные геометрические и режимные параметры качающего шестеренного узла

№ п/п	Геометрические параметры	Значение
1	Число зубьев z	11
2	Модуль зацепления m , мм	6
3	Зазор по спинкам зубьев, мм	0,5
4	Ширина шестерни b , мм	21
5	Диаметр окружности головок R_e , мм	42
6	Диаметр начальной окружности r , мм	36
7	Диаметр делительной окружности $R_{дел}$, мм	33
8	Диаметр основной окружности r_0 , мм	36
9	Диаметр окружности впадин R_i , мм	29
10	Межцентровое расстояние A , мм	72
11	Угол зацепления α , град	30,527
12	Угол радиус-вектора эвольвенты в вершине зуба g_e , град	31
13	Угол зацепления по вершинам зубьев α_e , град	42,4
14	Угол дуги по начальной окружности φ_{geom} , град	15,966
15	Высота зуба h , мм	13
16	Шаг зацепления по основной окружности t_0 , мм	17,7
17	Толщина зуба у вершины, мм	1,9
18	Коэффициент перекрытия e	1,1338
19	Радиальный зазор в запертом объеме, мм	1,04
20	Минимальный радиус контакта r_2 , мм	20
21	Давление нагнетания P_H , МПа	10
22	Давление всасывания P_B , МПа	1
23	Частота вращения n , об/мин	4800
24	Круговая частота w , 1/сек	502,6

частности, исследование пульсационного состояния на входе и выходе шестеренного качающего узла насоса, параметры которого приведены в табл. 1, показало, что основной составляющей спектра является первая зубцовая гармоника, а значит, основным источником пульсационной производительности выступает процесс защемления жидкости в запертом объеме.

Характер пульсаций давления на входе и выходе насосного агрегата, представленный

на рис. 8, свидетельствует о качественной сходимости предложенной модели определения мгновенной подачи жидкости шестеренным узлом.

Результаты расчета неравномерности подачи жидкости по предложенной методике расчета и известной методике Юдина Е. М. [1] представлены в табл. 2.

Из табл. 2 видно, что шестеренный насос имеет значительно большую теоретическую неравномерность подачи по сравнению

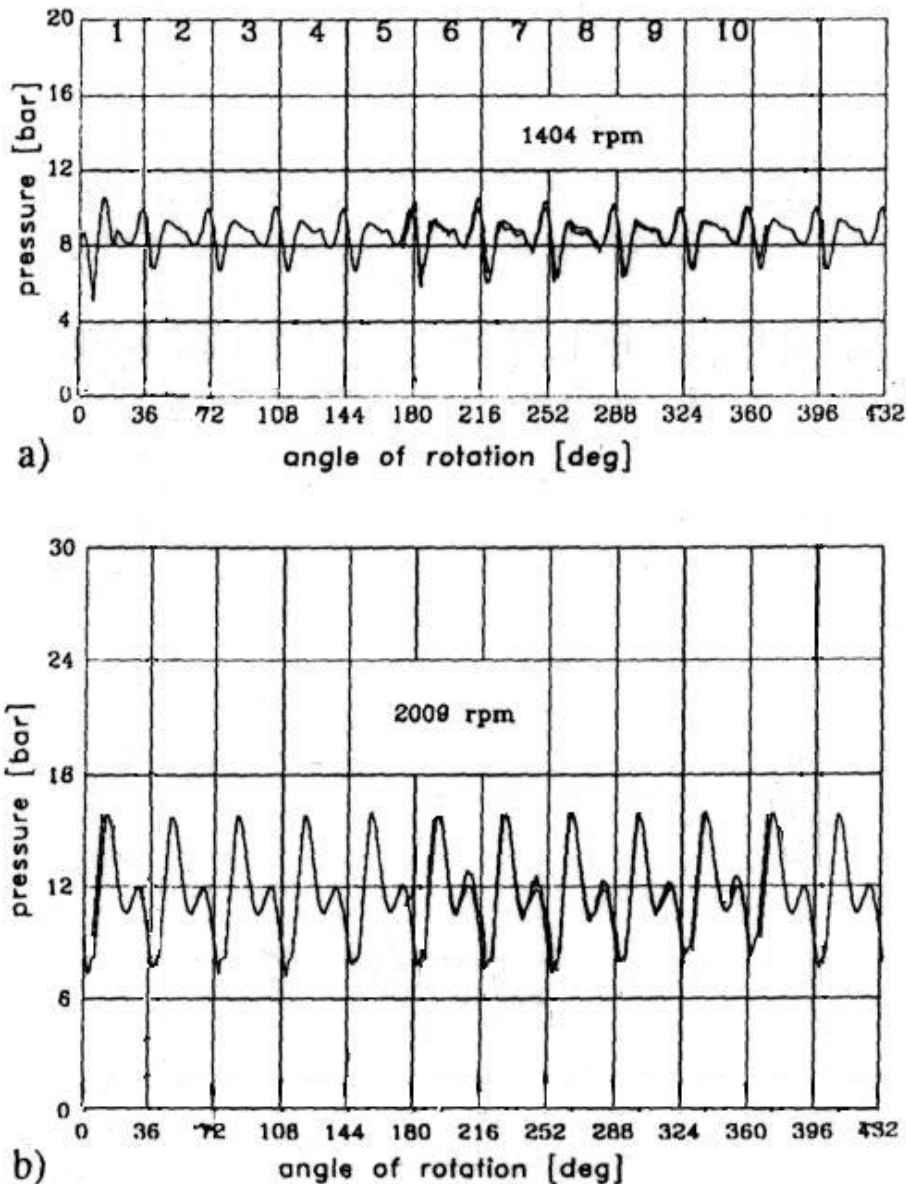


Рис. 8. Изменение давления в межзубовой полости в зависимости от угла поворота шестерни для различных частот вращения: а) 1404 об/мин; б) 2009 об/мин

Таблица 2. Сравнительные данные для параметров подачи шестеренного насоса, рассчитанные по известной и предлагаемой методикам

Параметры подачи	Расчет по методике Юдина Е. М. [1]	Расчет по предлагаемой методике
Средний расход	1.09*	0.85**
Максимальный расход Q_{MAX}	1.16	1.26
Минимальный расход Q_{MIN}	0.89	0.46
Степень неравномерности подачи $s = \frac{Q_{MAX} - Q_{MIN}}{Q_{MAX}}$	0.232	0.63

* - расчет по формуле $\bar{Q} = \frac{2 \cdot p}{z} \cdot \frac{1}{2 \cdot S_z} \cdot \left(Re^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right)$,

** - среднеинтегральное значение расхода за период зацепления.

с ранее предполагавшейся. При этом весьма велики «провалы» мгновенного расхода. Поскольку результаты моделирования по предлагаемой методике, основанной на анализе кинематики вытесняемых зубьями объемов, качественно описывают динамические процессы в насосе, то авторы полагают, что данный подход позволяет более корректно оценивать мгновенный расход шестеренного насоса. В дальнейшем планируется развивать предложенную модель с учетом утечек рабочей жидкости через торцовые разгрузочные канавки различной конфигурации. Целью дальнейших исследований является разработка системы автоматизированного выбора параметров шестеренного насоса с минимальной виброакустической активностью (или пульсационной производительностью).

Список литературы

1. Юдин Е. М. Шестеренные насосы. - М.: Машиностроение, 1964. – 232 с.
2. Башта Т. М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с.
3. Грянюк Л. П., Исаев Ю. М. Гидродинамические и гидрообъемные передачи в трансмиссиях транспортных средств: Учебное пособие. - СПб, 2000. – 265 с.
4. Галеева Р. А., Сунарчин Р. А. Объемные гидромашины: Учебное пособие. – Уфа: изд. Уфимского ордена Ленина авиационного института им. Серго Орджоникидзе, 1984. – 174 с.
5. P. Casoli, A. Vacca, G.L. Berta. A numerical model for the simulation of flow in hydraulic external gear machines. Power transmission and motion control. University of Bath. 2006. p. 147-165.
6. M. Eaton, P.S. Keogh, K.A. Edge. The modeling, prediction, and experimental evaluation of gear pump meshing pressures with particular reference to aero-engine fuel pumps. Proc. IMechE Vol. 220 Part I: J. Systems and Control Engineering. 2006. p.365-379.