

УДК 621.684.4

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПЕРИСТАЛЬТИЧЕСКОГО НАСОСА ЛИНЕЙНОГО ТИПА

А.И. Гришин, А.А. Шейпак, В.Н. Чичерюкин

Выполнено моделирование течения в проточной части перистальтического насоса линейного типа с использованием программного комплекса STAR-CCM+ и приближенной аналитической модели в двухмерной постановке. Получена зависимость расхода от перепада давления перистальтического насоса. Проведена серия экспериментов для проверки адекватности расчетной модели. Сравнение экспериментальных и расчетных данных показало, что двухмерная численная модель достаточно точно описывает течение жидкости в насосе и может использоваться для предварительных расчетов насоса.

Ключевые слова: перистальтический насос, вычислительная гидродинамика, математическое моделирование.

Введение

Принцип действия перистальтического (шлангового) насоса основан на том, что гибкая трубка с жидкостью пережимается специальным устройством, тем самым проталкивая жидкость вперед. Впервые перистальтический насос был запатентован в 1881 году, в то время как широкое распространение такие насосы получили в 30-х годах прошедшего столетия. Первые перистальтические насосы предназначались для переливания крови. В настоящее время они все чаще вытесняют более сложные и дорогие насосные установки. Такие преимущества перистальтических насосов, как самовсасывание, возможность перекачки сред с большим содержанием абразивных частиц, возможность реверсивной работы и герметичность обеспечили им широкое применение в области медицины, а также для перекачки печатных красок и красящих веществ, суспензий горной промышленности, смесей сточных вод, отбеливающих веществ, пищи, напитков и других веществ [1].

Существуют разнообразные конструкции перистальтических насосов. Наиболее распространенной является конструкция, когда

трубка расположена U-образно и пережимается скользящим вдоль ее поверхности роликом [2]. В работе [3] представлен перистальтический насос, в котором вместо трубки используется канал в полидиметилсилоксановой пластинке, пережимаемый приводимыми в движение внешним магнитным полем стальными шариками. В работе [4] рассматривается конструкция насоса, когда гибкая силиконовая трубка пережимается поступательно движущимся плунжером.

Перистальтические насосы можно классифицировать по конструктивным признакам [1]:

- 1) по типу рабочего органа – насосы с эластичным шлангом или мембраной;
- 2) по расположению рабочего органа – насосы с линейным, U-образным, дуговым, кольцевым или спиральным расположением трубки;
- 3) по количеству параллельных каналов – насосы с одной трубкой или с несколькими трубками;
- 4) по типу выжимного элемента – насосы с роликами, башмаком, эксцентриком, толкателями или специальным выжимным элементом;

5) по количеству применяемых выжимных элементов – насосы с одним или несколькими выжимными элементами.

По назначению перистальтические насосы можно условно разделить на насосы для лабораторных целей, рассчитанные на микрорасходы, и на насосы для промышленных целей, рассчитанные на подачи вплоть до $80 \text{ м}^3/\text{ч}$ при давлении до 1,6 МПа [1].

Анализ существующих работ, посвященных моделированию течения в каналах насосов перистальтического действия, показал, что в большинстве из них деформация трубки задается как распространяющаяся вдоль трубки волна [5-11], причем задачу часто считают осесимметричной. В работе [5] применяется теория возмущений для решения двухмерной осесимметричной задачи. В работе [7] для решения уравнений Навье-Стокса применялся метод конечных элементов, в то время как для вычисления изменения формы канала насоса вследствие распространения волны было использовано последовательное квадратичное программирование. В работе [8] применено уравнения Навье-Стокса в цилиндрических координатах, а для решения применялся метод интегральных соотношений. В работе [10] для решения использовался метод погруженной границы.

Встречаются также работы с аналитическим решением. В работе [12] рассматривается конструкция насоса с кольцевым расположением рабочего органа и приведена методика приближенного расчета расхода. В работе [13] приведен расчет характеристики насоса с U-образным расположением трубки. В работе [1] подробно описан расчет для насоса со спиральным расположением рабочего органа.

Существуют также компьютерные модели перистальтических насосов U-образного типа: например, в работе [14] исследовано влияние параметров трубки и роликов на пульсацию подачи с использованием программного пакета COMSOL Multiphysics.

Работ, посвященных каналам перистальтического действия, в которых сжатие рабочего органа достигается за счет передвижения выжимного элемента вдоль поверхности рабочего органа достаточно много, в то время как перистальтическим насосам линейного типа, в которых рассматривается непосредственно разработка новых конструкций и их экспериментальное исследование, посвящено неболь-

шое количество работ [4, 15]. Однако в этих работах расчет не затрагивался, поэтому задача моделирования течения жидкости в проточной части насосов данной конструкции является актуальной.

Целью данной работы является создание относительно простой и нетребовательной к вычислительным ресурсам двухмерной модели и экспериментальная проверка ее применимости.

Принцип действия перистальтического насоса

Основными элементами перистальтического насоса линейного типа (рис. 1) являются гибкая трубка 1 и несколько выжимных элементов 2, каждый из которых периодически сжимает трубку в одном и том же месте в поперечном направлении. Трубка в насосе во избежание ее нежелательных колебаний расположена так, что когда насос не работает, существует ее некоторое неполное сжатие (рис. 1, а). Когда же срабатывают выжимные элементы, трубка пережимается полностью. Жидкость перекачивается от входного отверстия 4 к выходному отверстию 3.

Рассмотрим принцип действия насоса на примере конструкции с тремя выжимными элементами шириной $2a$ и расстоянием между ними a_2 (рис. 1, а). Первый выжимной элемент пережимает трубку и при этом действует как клапан, перекрывая ее (рис. 1, б). Затем трубку пережимает второй элемент, проталкивая жидкость вперед к нагнетательной части трубки (рис. 1, в). Далее третий элемент пережимает трубку, а первый возвращается в исходное положение (рис. 1, г). При возвращении первого выжимного элемента в исходное положение трубка в этом месте восстанавливает свою начальную форму, возникает разрежение и происходит всасывание жидкости через входное отверстие. Наконец, в исходное положение возвращается второй выжимной элемент (рис. 1, д), а после него и третий элемент. Через некоторый промежуток времени цикл повторяется.

Таким образом, жидкость перекачивается от входного сечения трубки к ее нагнетательной части вдоль оси x , а выжимные элементы сжимают трубку в направлении, параллельном оси y . В дальнейшем принимается допущение, что задачу можно считать двухмерной, т.е. пренебрегается движением жидкости в направлении, перпендикулярном плоскости xy . Для решения

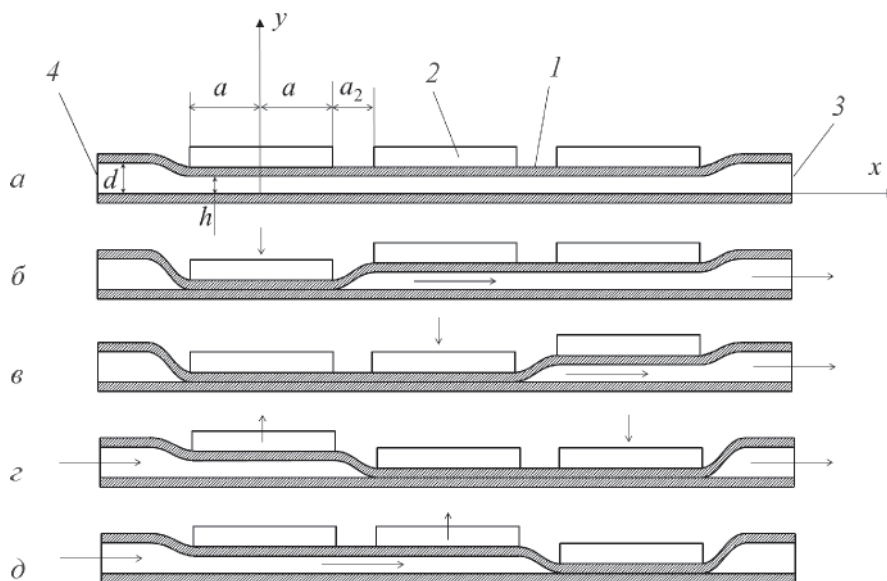


Рис. 1. Схема перистальтического насоса линейного типа

поставленной задачи было использовано два подхода: приближенный аналитический метод и численное моделирование.

Аналитический метод расчета расхода насоса

Пусть трубку пережимают три выжимных элемента, в качестве которых используются плоские пластины. Каждая пластина сжимает трубку в течение времени t_1 и держит ее сжатой в течение промежутка времени t_2 . Интервал времени между срабатыванием пластин составляет t_i . Через каждый временной интервал t_0 цикл повторяется. Для аналитического метода расчета приняты такие допущения:

- движение жидкости стационарное;
- жидкость несжимаемая и имеет постоянную плотность;
- режим течения – ламинарный;
- давление не зависит от координаты y , т.е. $p = p(x)$;
- компонента скорости v_y не зависит от координаты x , т.е. $v_y = v_y(y)$;
- вязкость жидкости – постоянная величина;
- проскальзывание жидкости на поверхности стенок трубки отсутствует.

Приближенно можно рассчитать расход насоса Q следующим образом:

$$Q = \frac{t_0 - (t_1 + t_2 + 2 \cdot t_i)}{t_0} Q_{st} + \frac{t_1}{t_0} Q_1 + Q_{2,3}, \quad (1)$$

где Q_{st} – расход, возникающий в промежутки времени, когда трубка не пережата полностью

и не сжимается пластинами, $\text{м}^3/\text{с}$; Q_1 – расход, возникающий во время сжатия трубки первой пластиной, $\text{м}^3/\text{с}$; $Q_{2,3}$ – расход, получающийся за счет пережатия трубки второй и третьей пластинами, $\text{м}^3/\text{с}$.

Для вычисления расхода Q_1 рассмотрим сдавливание слоя жидкости параллельными плоскостями. В двухмерной постановке считаем, что элемент верхней плоскости шириной $2a$, параллельный оси x , перемещается вертикально вниз со скоростью $V = h/t_1$ (рис. 2), где h – максимальный зазор между плоскостями (ход пластины).

Далее используем дифференциальные уравнения для течения в тонком смазочном слое, полученные О. Рейнольдсом [16]:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2};$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0; \quad (2)$$

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0, \quad (3)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости; p – давление; v_x – компонента скорости в на-

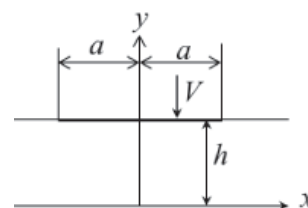


Рис. 2. Выдавливание слоя жидкости

правлении оси x ; v_y – компонента скорости в направлении оси y .

Если принять, что p_{a1} и p_{a2} – давления в сечениях $x = -a$ и $x = a$, соответственно, то граничные условия для рассматриваемой задачи примут следующий вид:

$$y = 0, v_x = 0, v_y = 0; y = h, v_x = 0, v_y = -V; \quad (4.1)$$

$$x = -a, p = p_{a1}; x = +a, p = p_{a2}. \quad (4.2)$$

Проинтегрировав уравнение (2), получим следующее выражение:

$$v_x = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + C_1 y + C_2. \quad (5)$$

Константы C_1 и C_2 определим, подставив в выражение (5) граничные условия (4.1). В результате получим:

$$v_x = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h). \quad (6)$$

Для определения $\frac{\partial p}{\partial x}$ воспользуемся уравнением (3). Чтобы исключить из уравнения (3) производную $\frac{\partial v_y}{\partial y}$, умножим ее на dy , а затем проинтегрируем по величине зазора h :

$$\int_0^h \frac{\partial v_x}{\partial x} dy + \int_0^h \frac{\partial v_y}{\partial y} dy = 0.$$

Отсюда, с учетом (4.1), получим

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_0^h v_x dy - V = 0. \quad (7)$$

Подставив выражение (6) в выражение (7), после интегрирования получаем

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = -\frac{12\mu V}{h^3}. \quad (8)$$

Решая дифференциальное уравнение (8), определим функцию давления:

$$p(x) = -\frac{6\mu V}{h^3} x^2 + C_3 x + C_4. \quad (9)$$

Учитывая граничные условия (4.2), из выражения (9) получим систему уравнений:

$$\begin{cases} C_3 a - C_4 = -p_{a1} - \frac{6\mu V}{h^3} a^2; \\ C_3 a + C_4 = p_{a2} + \frac{6\mu V}{h^3} a^2. \end{cases} \quad (10)$$

Решив систему (10) и подставив значения C_3 и C_4 в выражение (9), получим решение для давления в виде:

$$p(x) = \frac{p_{a2} + p_{a1}}{2} + \frac{p_{a2} - p_{a1}}{2a} x + \frac{6\mu V}{h^3} (a^2 - x^2). \quad (11)$$

Принимая во внимание, что

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{p_{a2} - p_{a1}}{2a} - \frac{12\mu V}{h^3} x,$$

после подстановки в выражение (5) получим

$$v_x = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{p_{a2} - p_{a1}}{2a} - \frac{12\mu V}{h^3} x \right) y(y-h). \quad (12)$$

Расход жидкости на единицу длины можно определить как

$$q_1 = \int_0^h v_x dy. \quad (13)$$

Тогда в сечении $x = a$ получим

$$q_{1a} = \int_0^h \frac{1}{2} \left(\frac{p_{a2} - p_{a1}}{2\mu a} - \frac{12\mu V a}{h^3} \right) y(y-h) dy. \quad (14)$$

Чтобы перейти от расхода на единицу длины q_{1a} к расходу Q_1 , разделим выражение (14) на h , а затем умножим на площадь поперечного сечения трубки S в сечении $x = a$ (см. рис. 1, а). Будем считать, что приближенно площадь $S = \pi d^2/4$, где d – внутренний диаметр трубки. Тогда выражение для определения расхода Q_1 примет вид

$$Q_1 = \frac{S}{h} \int_0^h \frac{1}{2} \left(\frac{p_{a2} - p_{a1}}{2\mu a} - \frac{12\mu V a}{h^3} \right) y(y-h) dy,$$

откуда после интегрирования получим

$$Q_1 = \left(\frac{p_{a1} - p_{a2}}{4a} + \frac{6Va}{h^3} \right) \left(\frac{h^3}{6\mu} \right) \frac{S}{h}. \quad (15)$$

Пусть давление на входе в трубку – p_1 , а на выходе из трубки – p_2 . Чтобы найти соотношение между разностями давлений $p_{a1} - p_{a2}$ и $p_1 - p_2$ воспользуемся выражением (11) для всей трубки. В результате получим:

$$p_{a1} - p_{a2} = \left(p_1 - p_2 - \frac{12\mu V l (2a + a_2)}{h^3} \right) \frac{2a}{l},$$

где a_2 – расстояние между пластинами; l – длина трубки.

Поскольку $V = 0$ на протяжении всей трубки, кроме рассматриваемого участка, приближенно можно считать, что

$$p_{a1} - p_{a2} = (p_1 - p_2) \frac{2a}{l}. \quad (16)$$

Далее подставим соотношение (16) в выражение (15). В итоге, для определения расхода Q_1 получаем такое окончательное выражение:

$$Q_1 = \left(\frac{h^2(p_1 - p_2)}{12\mu l} + \frac{Va}{h} \right) S. \quad (17)$$

Расход $Q_{2,3}$ можно вычислить как отношение объема, вытесненного двумя пластинами, ко всему времени цикла:

$$Q_{2,3} = (S \cdot 2a) \frac{2}{t_0}. \quad (18)$$

Для трубки с круглым сечением расход для жидкости плотностью ρ , возникающий вследствие разности давлений на концах всей трубки, можно получить из уравнения Бернулли [17]:

$$p_1 - p_2 = \rho \left(\alpha + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{8Q_{st}^2}{\pi^2 d^4},$$

где λ – коэффициент потерь на трение по длине трубки; α – коэффициент Кориолиса.

Коэффициенты α и λ зависят от режима течения. Для ламинарного режима течения в круглой трубе можно принять [17]:

$$\alpha = 2, \quad \lambda = 64/Re, \quad Re = \frac{4Q_{st}\rho}{\pi d\mu},$$

где Re – число Рейнольдса.

Тогда, для ламинарного режима течения получим, что

$$p_1 - p_2 = \rho \frac{16Q_{st}^2}{\pi^2 d^4} + \frac{128\mu l Q_{st}}{\pi d^4}. \quad (19)$$

Решением уравнения (19) будет:

$$Q_{st} = \frac{\pi d^2 \left(\sqrt{\frac{256\mu^2 l^2}{d^4} + \rho(p_1 - p_2)} - \frac{16\mu l}{d^2} \right)}{4\rho}. \quad (20)$$

Можно предположить, что поскольку для нахождения расхода Q_{st} рассматривалась трубка круглого сечения, выражение (20) справедливо при $l \gg a$.

Численное моделирование течения жидкости

Для построения двухмерной компьютерной модели и последующих расчетов был использован программный комплекс STAR-CCM+ 8.04.007. Между входным и выходным концевыми сечениями трубки задавался перепад давления $\Delta p = p_1 - p_2$, где p_1 – давление на входе в насос, а p_2 – давление на выходе из насоса. Были приняты допущения, что нет проскальзывания жидкости на поверхности стенок, режим течения можно считать ламинарным, а плотность жидкости ρ и вязкость

жидкости μ являются постоянными величинами. В отличие от аналитического метода, в численном решении течение считалось нестационарным. Кроме того, давление и скорость v_y зависят от двух пространственных координат, т.е. $p = p(x, y)$ и $v_y = v_y(x, y)$. В такой постановке плоское течение жидкости описывают два уравнения количества движения и уравнение неразрывности, имеющие следующий вид [18]:

$$\begin{cases} \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} \right); \\ \frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} \right); \\ \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0. \end{cases} \quad (21)$$

В пакете Star-CCM+ система уравнений (21) решается численно методом контрольного объема [19]. Расчетная сеточная модель, сгенерированная в пакете, состоит из 110880 ячеек. Для расчетов использовался модуль с итерационным алгоритмом, решающий каждое уравнение системы (21) отдельно от других уравнений и устанавливающий связь между ними методом прогноза и коррекции [20].

Течение жидкости в поставленной задаче является нестационарным. Поскольку при перепаде давления $\Delta p \neq 0$ в начальный момент времени скорость также не равна нулю, необходимо найти начальные условия прежде чем приступить к решению нестационарной задачи. Для этого были проведены расчеты для стационарного течения, когда пластины находятся в верхнем положении (см. рис. 1, а), и получившееся поле скоростей использовалось в качестве начальных условий.

Для решения нестационарной задачи была использована неявная схема с первым порядком точности дискретизации по времени. Точность определения осредненного по времени расхода составила $1,37 \cdot 10^{-3} \text{ см}^3/\text{с}$, а затраты времени на расчет одного численного эксперимента на компьютере с процессором Intel core i7 (6 ядер, 3,9 ГГц) составили около 4,5 ч. Для сравнения проводилось решение с использованием неявной схемы со вторым порядком точности дискретизации по времени. Точность решения повысилась и составила $3,71 \cdot 10^{-4} \text{ см}^3/\text{с}$, однако время расчета увеличилось до 5,6 ч.

Описание экспериментальной установки

Для проверки разработанных методик расчета расхода перистальтического насоса были выполнены экспериментальные исследования в лабораторных условиях.

Схема экспериментальной установки показана на рис. 3. Жидкость 1 перекачивается в принимающий сосуд 2 по упругой пластиковой трубке 3. Три стальные пластины 4, которые приводятся в движение при помощи электромагнитов, пережимают пластиковую трубку, закрепленную на жестком упоре 5 скобами 6. Подающий сосуд 3 расположен по отношению к принимающему сосуду так, что существует некоторая разница высот, создающая перепад давления Δp . Принимающий сосуд является мензуркой с ценой деления 1 мл. В качестве рабочей жидкости использовалась вода. Трубка имеет внутренний диаметр 3 мм, внешний диаметр 4,8 мм и длину 1,5 м. Каждая пластина имеет ширину 14 мм, расстояние между пластинами – 4 мм. Кроме того, в экспериментальной установке пластины расположены таким образом, что когда они находятся в самом верхнем положении, имеет место неполное сжатие трубки и расстояние от пластин до жесткого упора составляет 3,5 мм.

Для работы насоса необходимо поочередное срабатывание электромагнитов, как показано на рис. 4. Здесь T_1, T_2 и T_3 – длительность импульсов; T_4, T_5 и T_6 – длительность задержки. Для проводимого эксперимента $T_1 = T_2 = T_3 = 30$ мс, $T_4 = T_5 = 20$ мс, $T_6 = 2960$ мс. Таким образом, полное время цикла составляет 3 с.

Время срабатывания электромагнита измерялось с помощью аналого-цифрового преобразователя с точностью 0,01 мс. На рисунке 5 показана диаграмма импульса тока в обмотке электромагнита при наличии противодействия со стороны упругой пластиковой трубки. Из диаграммы можно определить, что время срабатывания электромагнита составляет 16 мс, а время отпускания – 11 мс.

Во время проведения эксперимента расход жидкости измерялся косвенно, т.е. измерялся объем жидкости (около 40 мл), поступающий в принимающий сосуд, и при помощи секундомера с ценой деления 1 с засекалось время перекачки этого объема (3-5 мин). Затем расход вычислялся как отношение перекаченного объема жидкости ко времени работы насоса. Перепад

давления между входным и выходным сечениями трубки измерялся с точностью 0,25 мм водяного столба.

Анализ полученных результатов

При выполнении численного моделирования течения жидкости в экспериментальной установке сжатие стенок трубки было задано скоростью движения верхней границы сетки V на участках $x \in [-(3a + a_2), -(a + a_2)]$, $x \in [-a, a]$ и $x \in [(a + a_2), (3a + a_2)]$, которые соответствуют расположению пластин, где $2a$ – ширина пластин, a_2 – расстояние между пластинами. В отличие от аналитического расчета для численного моделирования скорость V не считалась постоянной.

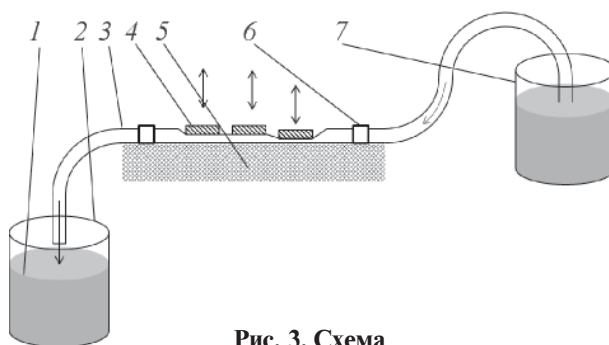


Рис. 3. Схема экспериментальной установки

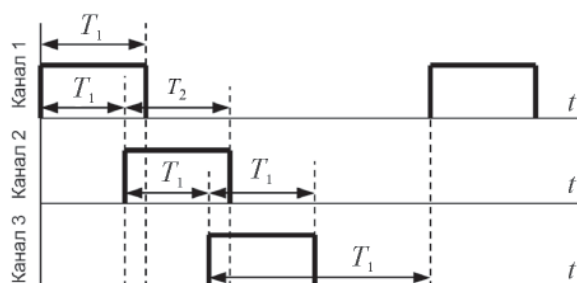


Рис. 4. Диаграмма времени срабатывания электромагнитов

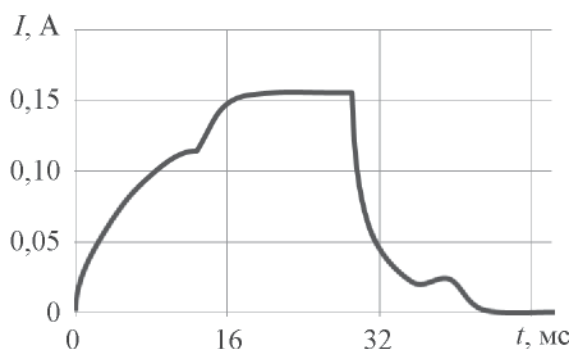


Рис. 5. Диаграмма импульса тока в обмотке электромагнита

Для шага по времени принимались значения: $\Delta t = 0,01$ мс при $t \in (0; 0,1)$ с; $\Delta t = 0,1$ мс при $t \in [0,1; 0,5]$ с; $\Delta t = 1$ мс при $t > 0,5$ с.

На рисунке 6 представлены зависимости расхода насоса от перепада давления, полученные в результате проведения экспериментов и вычислений. Результаты проведенных экспериментальных измерений отмечены точками. Получившиеся экспериментальные данные были обработаны при помощи регрессионного анализа с использованием метода наименьших квадратов, в результате чего получена прямая, изображенная на рис. 6 сплошной толстой линией. Пунктирной линией изображен график, полученный с использованием приближенного аналитического метода, а сплошной тонкой линией – результаты двухмерного численного моделирования.

Линейная регрессия вида $Q_{\text{эксп}} = \theta_1 + \theta_2 \Delta p$, построенная по экспериментальным точкам, имеет свободный член $\theta_1 = 0,2174$ см³/с и угловой коэффициент $\theta_2 = 0,99 \cdot 10^{-3} \frac{\text{см}^3}{\text{Па} \cdot \text{с}}$. Оценка точности определения коэффициентов регрессии для данных экспериментальных значений Q и Δp показала, что максимальное отклонение от истинного значения коэффициента θ_1 не превышает $7,6 \cdot 10^{-3}$ см³/с, а коэффициента θ_2 – значения $0,12 \cdot 10^{-3} \frac{\text{см}^3}{\text{Па} \cdot \text{с}}$. Для прямой, полученной численным моделированием, угловой коэффициент составляет $1,47 \cdot 10^{-3} \frac{\text{см}^3}{\text{Па} \cdot \text{с}}$.

Из формулы (17) видно, что Q_1 имеет линейную зависимость от перепада давления, в то время как слагаемое Q_{st} нелинейно. Тем не менее, для рассматриваемых параметров зависимость Q_{st} от перепада давления очень близка к линейной. При использовании метода наименьших квадратов для линейной аппроксимации результатов аналитического расчета угловой коэффициент получился равным $1,45 \cdot 10^{-3} \frac{\text{см}^3}{\text{Па} \cdot \text{с}}$. Максимальное отклонение

этой линейной функции от значений Q , рассчитанных по аналитической методике, составило 0,15 %. Можно предположить, что совпадение расчетных коэффициентов и их отличие от экспериментальных связаны с тем, что при расчетах не учитывалось движение жидкости в направлении, перпендикулярном плоскости xu .

Наибольшее расхождение результатов аналитического расчета от эксперимента наблюдается при перепаде давления, близком к нулю. Анализ выражения (17) показывает, что при перепаде давления $\Delta p = 0$ расход Q_1 по существу является расходом, возникающим вследствие вытеснения первой пластиной половины находящегося под ней объема жидкости по направлению к выходному отверстию трубки. Расход Q тогда не зависит от составляющей Q_{st} . Отсюда можно сделать вывод, что отличие результатов аналитического расчета от результатов численного моделирования, по-видимому, в значительной степени связано с тем, что течение в аналитическом расчете считалось стационарным.

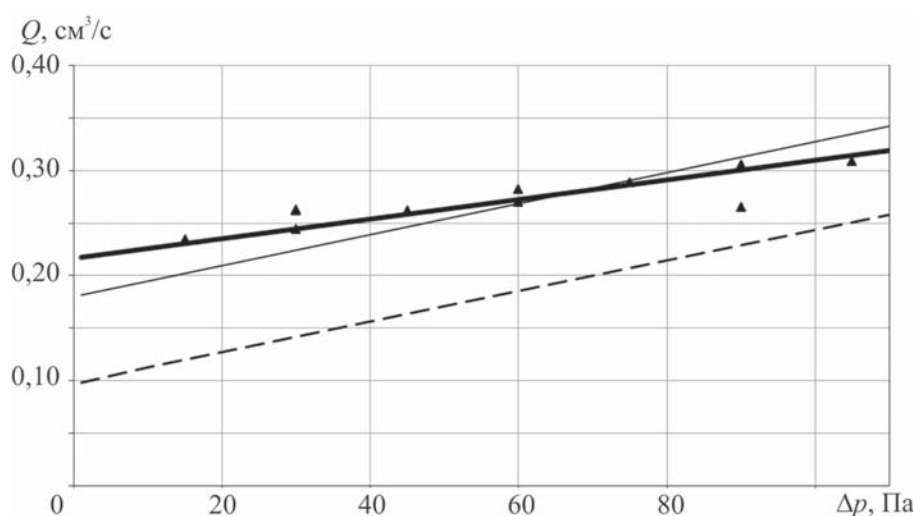


Рис. 6. Зависимости расхода насоса от перепада давления:

▲ экспериментальные данные; — регрессия по экспериментальным данным; — численный расчет; - - аналитический расчет

нарным. Поскольку изменение скорости v_x от своего максимального значения до минимального после срабатывания третьей пластины в аналитической методике расчета не учитывается, расход жидкости получается меньше.

Из полученных результатов видно, что численное моделирование по сравнению с аналитическим расчетом обеспечивает большую точность в рассматриваемом диапазоне перепада давления 0...110 Па. При этом для аналитического расчета отклонение от экспериментальных данных уменьшается с увеличением перепада давления, в то время как результаты численного расчета имеют наименьшее отклонение от экспериментальной линии регрессии в диапазоне перепада давления 50...80 Па.

Заключение

В работе представлены различные приближенные подходы для расчета расхода перистальтического насоса линейного типа. Проведенное исследование показывает, что приближенный аналитический расчет качественно правильно описывает изучаемое явление и является относительно простым, но дает значительную погрешность. Двухмерное численное моделирование с использованием пакета Star-CCM+ обеспечивает приемлемую точность. Для более точных расчетов следует применять трехмерное моделирование, но полученная двухмерная модель может использоваться для проведения экспресс-анализа и для разработки рекомендаций по выбору параметров насоса.

Список литературы

1. Михеев А.Ю. Исследование характеристики и повышение надежности насосов перистальтического принципа действия: дис. канд. техн. наук. Уфа, 2004. – 168 с.
2. Ingesson G., Sandberg H. Speed control of peristaltic blood pump. – SE Lund University Department of Automatic Control. January 2013. – 88 p.
3. Du M., Ye K., Wu K., Zhou Z. A Peristaltic Micro Pump Driven by a Rotating Motor with Magnetically Attracted Steel Balls // *Sensors*. 2009. No. 9. P. 2611-2620.
4. Shkolnikov V., Ramunas J., Santiago J. A self-priming, roller-free, miniature, peristaltic pump operable with a single, reciprocating actuator // *Sensors and Actuators A: Physical*. 2010. No. 160. P. 141-146.
5. Mermone A., Mazumdar J., Lucas S. A Mathematical Study of Peristaltic Transport of a Casson Fluid // *Mathematical and Computer Modelling*. 2002. No. 35. P. 895-912.
6. Muthuraj R., Srinivas S. Effects of compliant wall properties and space porosity in the MHD peristaltic transport with heat and mass transfer in a vertical channel // *International Journal of Appl. Math and Mech*. 2011. No. 7(14). P. 97-112.
7. Walker S., Shelley M. Shape Optimization of Peristaltic Pumping // *Journal of Computational Physics*. Feb 2010. Vol. 229. No. 4. P. 1260-1291.
8. Бойчук И. П. Перистальтический транспорт вязкой жидкости в цилиндрических трубах // *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*. 2005. № 29. С. 142–143.
9. Aranda V., Cortez R., Fauci L. Stokesian peristaltic pumping in a three-dimensional tube with a phase-shifted asymmetry // *Physics of fluids*. 2011. No. 23.
10. Teran J., Fauci L., Shelley M. Peristaltic pumping and irreversibility of Stokesian viscoelastic fluid // *Physics of fluids*. 2008. No. 20.
11. Sucharitha G., Streenadh S., Lakshminarayana P. Non-linear Peristaltic Flow of Pseudoplastic Fluid in an Asymmetric Channel with porous medium // *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2013. Vol. 5. No. 1. P. 106-113.
12. Бондарчук Е.Н., Колбасов Е.В., Развальяев В.Н. Роторно-перистальтический насос-компрессор ДКР-1Б. Новосибирск, 1996. (Препринт/РАН, Сиб. отд-ние. Институт теплофизики. № 276-96). – 13 с.
13. Кускова М.А. Гидравлические характеристики перистальтических насосов // *Нефтяное хозяйство*. 2008. № 1. С. 104–106.
14. Elabbasi N., Bergstrom J., Brown S. Fluid-Structure Interaction Analysis of a Peristaltic Pump // *Excerpt from the Proceedings of the 2011 COMSOL Conference in Boston*. Режим доступа: http://www.comsol.com/paper/download/84013/elabbasi_paper.pdf.
15. Faraji A., Razavi M., Fatouraei N. Linear peristaltic pump device design // *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Vol. 440. P. 199-203.

16. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебное пособие. Ч. 1. Основы механики жидкости и газа. 4-е изд., стереотипное. – М.: МГИУ, 2005. – 192 с.
17. Некрасов Б.Б., Фатеев И.В., Беленков Ю.А., Михайлин А.А., Суздальцев В.Е., Шейпак А.А. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: Учебное пособие для машиностроит. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1989. – 192 с.
18. Роуч П. Вычислительная гидромеханика. – М.: Мир, 1980. – 608 с.
19. Star-CCM+ Version 8.04 User Guide, CD-adapco, 2013.
20. Butcher J.C. Numerical Methods for Ordinary Differential Equations. – England.: John Wiley & Sons, Ltd., 2008. – 482 p.
21. Харламов С.Н. Алгоритмы при моделировании гидродинамических процессов. – Томск.: Изд-во ТПУ, 2008. – 80 с.

Материал поступил в редакцию 9.04.14

ГРИШИН

Александр Игоревич

E-mail: foxmcccloud@rambler.ru
Тел.: 8(915) 386-58-71

Аспирант Московского государственного индустриального университета (МГИУ). Область научных интересов: вычислительная гидродинамика, динамика вязкой жидкости, гидравлические машины трения. Автор шести публикаций.

ШЕЙПАК

**Анатолий
Александрович**

E-mail: sheypak.anatoly@yandex.ru
Тел.: 8(903) 139-16-93

Доктор технических наук, профессор, заслуженный работник высшей школы РФ, член Международной Академии Наук Сан-Марино, профессор кафедры энергомашиностроения МГИУ. Сфера научных интересов: математическое и физическое моделирование процессов в гидравлических и тепловых машинах. Автор более 200 научных публикаций и 40 изобретений.

ЧИЧЕРЮКИН

Виктор Николаевич

E-mail: chic-kin@msiu.ru
Тел.: 8(495) 384-42-87

Кандидат технических наук, доцент кафедры энергомашиностроения МГИУ. Область научных интересов: электромагнитное поле, электромеханические системы. Автор более 40 публикаций и 20 изобретений.