

лах БелАЗ 75131. Перед началом испытаний замерялась высота грунтозацепов шины. Испытания проводились с новыми, частично изношенными и полностью изношенными (лысыми) шинами. Установлено, что в процессе эксплуатации шин на карьерном автосамосвале в зависимости от величины их износа изменяется температура нагрева шин (см. рисунок 5). В процессе изнашивания шин их температура нагрева сначала уменьшается до определённой величины, а далее увеличивается. Более высокому нагреву подвергаются полностью изношенные (лысые) шины. При этом шины фирмы Bridgestone подвергаются меньшему нагреву по сравнению с аналогичными шинами модели Бел 162 фирмы ОАО «Белшина». Очевидно, что это связано с меньшими гистерезисными потерями в шинах фирмы Bridgestone.

Сопоставление результатов экспериментальных исследований по нагреву пневматических шин с результатами расчётов по полученным регрессионным зависимостям показало, что погрешность не превышает 6,5 % для автосамосвалов БелАЗ 75131 и 5,2% для автосамосвалов БелАЗ 7555В. Следовательно, полученные регрессионные зависимости можно использовать для оценки максимальных установившихся температур нагрева пневматических шин карьерных автосамосвалов в процессе эксплуатации и определению средних эксплуатационных скоростей их движения.

Литература

1. Горюнов С. В., Шарипов В. М. Прогнозирование эксплуатационной температуры пневматических шин карьерных автосамосвалов // Леса России и хозяйство в них. – 2013. № 1–2 (42–43). – С. 32–34.
2. Горюнов С.В., Шарипов В.М. Исследование теплового состояния пневматических шин карьерных автосамосвалов // Журнал автомобильных инженеров. 2015. № 3(92). – С. 6–10.
3. Шарипов В.М., Горюнов С.В. Тепловое состояние шин карьерных автосамосвалов в эксплуатации // Евразийское научное объединение. – 2015. Т. 1. №7(7). – С. 27–30.
4. Нечипоренко А.Г. Особенности конструкции и основные направления в области производства сверхкрупногабаритных шин // НИИ КГШ ЦНИИТЭ нефтехим. М., 1984. С. 3–13.
5. Медведицков С.И., Кормаз А.И. Исследование зависимости температуры и внутреннего давления воздуха в сверхкрупногабаритной шине от времени проведения испытаний // Журнал автомобильных инженеров. – 2014. №5 (88). – С. 25–27.
6. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины. – М.: Транспорт, 1976. – 338 с.
7. Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колёса. – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.
8. Гуслицер Р.Л., Глушкина Л.С. Зависимость температуры легковых шин от условий движения // Каучук и резина. – 1969. № 9. – С. 43–45.
9. Мороз Т.Г. Исследование теплового состояния шин 155/13 для автомобилей «Жигули» ВАЗ 2101: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1974. – 27 с.
10. Глушкина Л.С. Исследование тепловых режимов работы автомобильных шин в дорожных условиях: дис. ... канд. техн. наук. – М., 1982. – 204 с.

Определение коэффициента полезного действия перистальтического насоса линейного типа

Гришин А.И., д.т.н. проф. Шейпак А.А., к.т.н. доц. Чичерюкин В.Н.

Университет машиностроения
8(915)386 58 71, foxmcloud@rambler.ru

Аннотация. Разработан метод определения теоретического значения коэффициента полезного действия насоса перистальтического типа с линейно расположенной рабочей трубкой. Для определения деформаций сжимаемой трубки был использован метод конечных разностей. Полученная система уравнений была решена с помощью метода нижней релаксации. Также были проведены экспериментальные исследования. Показано, что значения КПД, рассчитанные по разработанной методике значительно больше, чем полученные экспериментально, и раз-

работанная методика подходит только для приближенных предварительных расчетов.

Ключевые слова: перистальтический насос, метод конечных разностей, плоская деформация.

Введение

Перистальтический насос – это гидравлическая машина, принцип действия которой основан на том, что упругий рабочий орган тем или иным образом пережимается, вследствие чего рабочая жидкость или другое содержимое полости упругого рабочего органа передвигается по направлению к выходному отверстию насоса. Чаще всего в качестве упругого рабочего органа используют эластичный шланг, поэтому в отечественной литературе и технической документации такие насосы принято называть шланговыми. В зарубежной литературе шланговыми обычно называют перистальтические насосы со шлангом с внутренним диаметром шланга от 10 до 125 мм. Такие насосы рассчитаны на подачи вплоть до $100 \text{ м}^3/\text{с}$ и рабочее давление до 1,6 МПа [1]. Если же в насосе используется силиконовая или пластиковая трубка с внутренним диаметром от 0,15 до 10 мм, то такой насос часто называют трубчным. Шланг (или трубка) может быть расположен в насосе радиально или линейно, причем наибольшее распространение получили насосы с радиальным расположением шланга. Насосы с линейно расположенным органом, который сжимается выжимными элементами в одном и том же месте в поперечном направлении часто называют перистальтическими насосами линейного типа. Также существуют и другие конструкции насоса, где вместо трубки или шланга используют одну или несколько мембран (см., например, работы [2, 3]).

По сравнению с другими видами насосов, перистальтические насосы имеют очень простую проточную часть. Упругий рабочий орган может быть изготовлен из химически или абразивно стойкого материала, что делает возможным перекачивание агрессивных сред и жидкостей с абразивными включениями. В конструкции перистальтического насоса обычно отсутствуют уплотнения и клапаны, за исключением конструкций, в которых устанавливается предохранительный клапан, чтобы предотвратить повреждение рабочего органа в случае его засорения и закупоривания проточной части. Перистальтические насосы легко обслуживать, а при работе в качестве дозатора они могут обеспечивать подачу с точностью до 0,5 % [4, 5]. Перистальтические насосы герметичны и могут использоваться для транспортировки веществ, загрязнение которых недопустимо.

Перистальтические насосы нашли широкое применение в медицине для транспортировки крови и других биологических жидкостей. В биофармацевтике и биотехнологиях перистальтические насосы используют в системах асептического наполнения и для точного дозирования лекарственных препаратов. В пищевой промышленности перистальтические насосы используют для транспортировки овощных очистков и других отходов производства, для перекачки и разлива продуктов повышенной кислотности, жидкого и густого теста, жидких подсластителей, фруктовых и мясных наполнителей и начинок, кремов, глазури [6]. Благодаря герметичности перистальтические насосы применяют в химической промышленности, где утечки перекачиваемых химически активных веществ недопустимы. Так как перистальтические насосы могут работать с суспензиями, они нашли применение в горнодобывающей промышленности для перекачивания рудных пульп и шламов.

Перистальтические насосы могут применяться в лабораторном оборудовании для диагностики и исследований и других областях, где требуются гидравлические машины, обладающие такими качествами, как высокая надежность, низкое энергопотребление и малые габариты. В таких областях перистальтические насосы с линейным расположением рабочего органа имеют преимущество перед насосами с радиальным расположением рабочего органа, так как они более компактны. Перистальтические насосы с радиальным расположением упругого рабочего органа являются хорошо изученными. В работе [7] рассматривается конструкция роторно перистальтического насоса компрессора с кольцевым расположением рабочего органа и приведена методика приближенного расчета расхода. В работе [8] приведен

расчет характеристики насоса с U образным расположением трубки с решением системы уравнений, полученных из уравнения Бернулли. В работе [1] подробно описан расчет перистальтического насоса со спиральным расположением шланга, а также разработан способ для повышения надежности и увеличения срока службы перистальтического насоса. В то же время перистальтическим насосам линейного типа посвящено небольшое количество работ, в которых рассматривается непосредственно разработка новых конструкций и их экспериментальное исследование [9, 10], а КПД насоса определяется из результатов экспериментов.

Целью данной работы является разработка метода определения КПД перистальтического насоса линейного типа, а также проведение экспериментов для сравнения полученных результатов.

Постановка задачи

Схема перистальтического насоса линейного типа представлена на рисунке 1,а. Нагнетание жидкости от входного сечения 1 к выходному сечению 2 происходит за счет того, что выжимные элементы 3 длиной l по очереди сжимают упругий рабочий орган 4, в качестве которого используется гибкая трубка или мембрана.

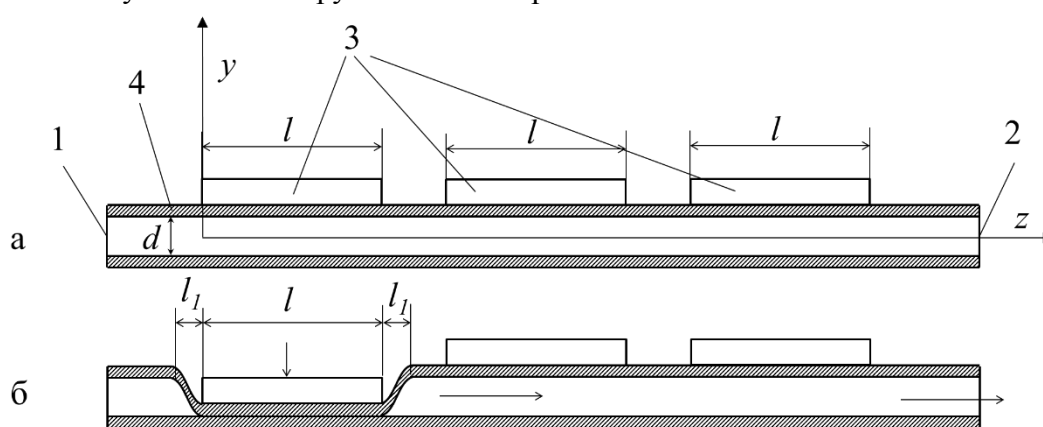


Рисунок 1. Схема перистальтического насоса

Сначала первый выжимной элемент сжимает упругий рабочий орган и перекрывает канал (рисунок 1,б). Затем срабатывает второй выжимной элемент, после чего первый выжимной элемент возвращается в исходное положение. Далее срабатывает третий выжимной элемент. После этого второй и третий выжимные элементы по порядку возвращаются в исходное положение. Затем цикл повторяется. Коэффициент полезного действия насоса можно определить по формуле:

$$\eta = \frac{N_n}{N_3} = \frac{pQ}{N_3}, \quad (1)$$

где: N_n – полезная гидравлическая мощность, Вт; N_3 – затрачиваемая мощность, Вт; p – создаваемое насосом давление, Па; Q – подача насоса, м³/с.

Если пренебречь потерями мощности в приводе насоса, то затрачиваемая мощность будет представлять собой мощность, которая необходима для сжатия трубки насоса. Чтобы определить эту мощность, необходимо рассчитать деформации, возникающие при сжатии трубки.

Сделаем допущение, что при сжатии трубки имеют место только упругие деформации, а пластических деформаций нет. Также пренебрежем влиянием участков длиной l_1 , расположенных по бокам выжимных элементов (рисунок 1). Тогда такое напряженно деформированное состояние трубки будет являться плоской деформацией, когда все перемещения точек тела происходят параллельно одной плоскости [11].

Для такого плоского напряженного состояния перемещения являются функциями только двух переменных, а деформации приводятся к виду:

$$\varepsilon_z = 0; \gamma_{zx} = 0; \gamma_{yz} = 0; \quad (2)$$

$$\varepsilon_x = \frac{1-\nu^2}{E} \left(\sigma_x - \frac{\nu}{1-\nu} \sigma_y \right); \varepsilon_y = \frac{1-\nu^2}{E} \left(\sigma_y - \frac{\nu}{1-\nu} \sigma_x \right); \gamma_{xy} = \frac{2(1-\nu)}{E} \tau_{xy},$$

где: E – модуль Юнга, Па; ν – коэффициент Пуассона; σ_x – нормальное напряжение вдоль оси Ox , Па; σ_y – нормальное напряжение вдоль оси Oy , Па; τ_{xy} – касательные напряжения в плоскости xOy , Па.

Введем новые упругие постоянные:

$$E_1 = \frac{E}{1-\nu^2}; \nu_1 = \frac{\nu}{1-\nu}. \quad (3)$$

Подставим выражения (3) в выражения (2), получим:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E_1} (\sigma_x - \nu_1 \sigma_y); \varepsilon_y = \frac{1}{E_1} (\sigma_y - \nu_1 \sigma_x); \gamma_{xy} = \frac{2(1-\nu_1)}{E_1} \tau_{xy}. \quad (4)$$

Для плоского напряженного состояния из шести формул Коши останутся три:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x}; \varepsilon_y = \frac{\partial u_y}{\partial y}; \gamma_{xy} = \frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y}, \quad (5)$$

где: u_x – перемещения по оси Ox , м; u_y – перемещение по оси Oy , м.

Шесть условий сплошности Сен Венана сводятся к одному:

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y}. \quad (6)$$

Основные уравнения теории упругости при плоской деформации упрощаются и принимают вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + X = 0; \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + Y = 0, \end{cases} \quad (7)$$

где: X и Y – проекции объемных сил, отнесенных на единицу объема, на оси Ox и Oy , соответственно, Н/м³.

Продифференцируем первое уравнение системы (7) по x , а второе по y , а затем сложим их. В результате получим:

$$\frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x^2} = -2 \frac{\partial^2 \tau_{xy}}{\partial x \partial y}. \quad (8)$$

Подставим деформации (2) в выражение (6), получим:

$$\frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2} - \nu \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x^2} - \nu \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x^2} = 2(1+\nu) \frac{\partial^2 \tau_{xy}}{\partial x \partial y}. \quad (9)$$

Подставляем выражение (8) в выражение (9), тогда:

$$\nabla^2 (\sigma_x + \sigma_y) = \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x^2} = 0. \quad (10)$$

Задача, таким образом, сводится к интегрированию двух уравнений равновесия (7) и уравнение сплошности (10). Задача значительно упрощается за счет введения функции напряжений, впервые предложенной Джорджем Биддэллом Эйри в 1862 году [12]. Вместо функций $\sigma_x(x, y)$, $\sigma_y(x, y)$ и $\tau_{xy}(x, y)$ вводится одна функция $\Phi(x, y)$, такая, что:

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2}; \quad \sigma_y = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}; \quad \tau_{xy} = -\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial y} - Xy - Yx. \quad (11)$$

Подставив (11) в (10), можно записать:

$$\nabla^4 \varphi = \frac{\partial^4 \varphi}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \varphi}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \varphi}{\partial y^4} = 0. \quad (12)$$

Таким образом, плоская задача теории упругости сводится к одному дифференциальному уравнению (12).

Решение

Для решения применим метод конечных разностей [13]. Очевидно, напряжения, деформации и перемещения будут симметричными относительно плоскостей xOz и yOz , поэтому рассмотрим только четверть трубки. Кроме узлов, расположенных в области трубки, для расчетов понадобятся также узлы, лежащие на контуре сжимаемой трубки, а также соседние узлы, лежащие за контуром. Разобьем область сжимаемой трубки расчетной сеткой, как показано на рисунке 2. Узлы, лежащие в пределах области трубки и за ее контуром, обозначены на рисунке 2 точками, а контурные узлы обозначены жирными точками.

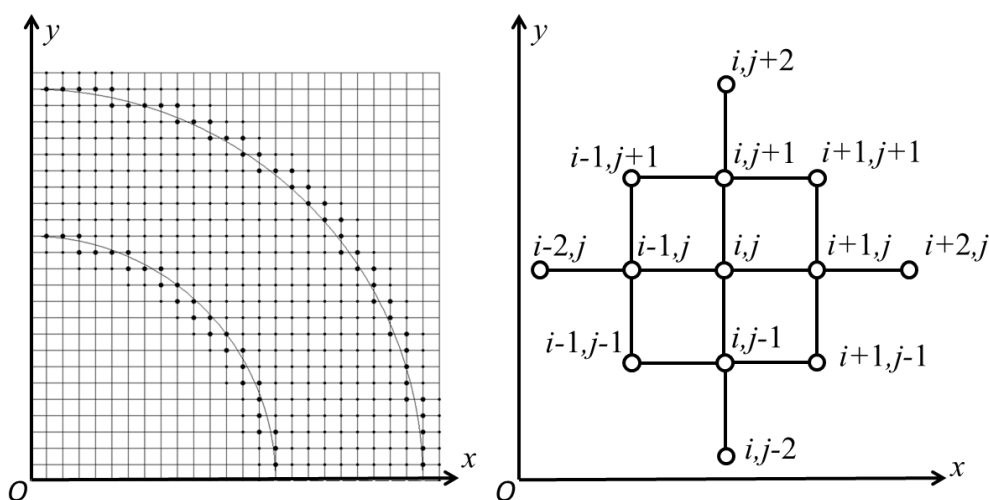


Рисунок 2. Расчетная сетка

Для замены производных на их разностные аналоги воспользуемся алгебраическими полиномами. Для замены производной четвертого порядка необходимо использовать полином четвертого порядка:

$$\varphi(x) = a + bx + cx^2 + dx^3 + ex^4.$$

Очевидно, что $\varphi(x_k) = \varphi_k$, отсюда получим систему:

$$\begin{cases} \varphi_{i,j} = a + bx_{i,j} + cx_{i,j}^2 + dx_{i,j}^3 + ex_{i,j}^4; \\ \varphi_{i+1,j} = a + bx_{i+1,j} + cx_{i+1,j}^2 + dx_{i+1,j}^3 + ex_{i+1,j}^4; \\ \varphi_{i-1,j} = a + bx_{i-1,j} + cx_{i-1,j}^2 + dx_{i-1,j}^3 + ex_{i-1,j}^4; \\ \varphi_{i+2,j} = a + bx_{i+2,j} + cx_{i+2,j}^2 + dx_{i+2,j}^3 + ex_{i+2,j}^4; \\ \varphi_{i-2,j} = a + bx_{i-2,j} + cx_{i-2,j}^2 + dx_{i-2,j}^3 + ex_{i-2,j}^4. \end{cases}$$

Решим систему методом Гаусса. В результате получим, что:

$$\frac{\partial^4 \varphi}{\partial x^4} = 4 \cdot 3 \cdot 2 \cdot e = a_{x_{i+2}} \varphi_{i+2,j} + a_{x_{i+1}} \varphi_{i+1,j} + a_{x_i} \varphi_{i,j} + a_{x_{i-1}} \varphi_{i-1,j} + a_{x_{i-2}} \varphi_{i-2,j}, \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \text{где: } a_{x_{i+2}} &= -\frac{24}{(x_{i+2,j} - x_{i,j})(x_{i+2,j} - x_{i+1,j})(x_{i+2,j} - x_{i-1,j})(x_{i-2,j} - x_{i+2,j})}; \\ a_{x_{i+1}} &= -\frac{24}{(x_{i+1,j} - x_{i,j})(x_{i-2,j} - x_{i+1,j})(x_{i-1,j} - x_{i+1,j})(x_{i+2,j} - x_{i+1,j})}; \\ a_{x_i} &= \frac{24}{(x_{i-1,j} - x_{i,j})(x_{i+1,j} - x_{i,j})(x_{i+1,j} - x_{i,j})(x_{i-2,j} - x_{i,j})}; \\ a_{x_{i-1}} &= \frac{24}{(x_{i-1,j} - x_{i,j})(x_{i-1,j} - x_{i+1,j})(x_{i-2,j} - x_{i-1,j})(x_{i+2,j} - x_{i-1,j})}; \\ a_{x_{i-2}} &= \frac{24}{(x_{i-2,j} - x_{i,j})(x_{i-2,j} - x_{i+1,j})(x_{i-2,j} - x_{i-1,j})(x_{i-2,j} - x_{i+2,j})}. \end{aligned}$$

Аналогично:

$$\frac{\partial^4 \varphi}{\partial y^4} = 4 \cdot 3 \cdot 2 \cdot e = a_{y_{j+2}} \varphi_{i,j+2} + a_{y_{j+1}} \varphi_{i,j+1} + a_{y_j} \varphi_{i,j} + a_{y_{j-1}} \varphi_{i,j-1} + a_{y_{j-2}} \varphi_{i,j-2},$$

$$\begin{aligned} \text{где: } a_{y_{j+2}} &= -\frac{24}{(y_{i,j+2} - y_{i,j})(y_{i,j+2} - y_{i,j+1})(y_{i,j+2} - y_{i,j-1})(y_{i,j-2} - y_{i,j+2})}; \\ a_{y_{j+1}} &= -\frac{24}{(y_{i,j+1} - y_{i,j})(y_{i,j-2} - y_{i,j+1})(y_{i,j-1} - y_{i,j+1})(y_{i,j+2} - y_{i,j+1})}; \\ a_{y_j} &= \frac{24}{(y_{i,j-1} - y_{i,j})(y_{i,j+1} - y_{i,j})(y_{i,j+2} - y_{i,j})(y_{i,j-2} - y_{i,j})}; \\ a_{y_{j-1}} &= \frac{24}{(y_{i,j-1} - y_{i,j})(y_{i,j-1} - y_{i,j+1})(y_{i,j-2} - y_{i,j-1})(y_{i,j+2} - y_{i,j-1})}; \\ a_{y_{j-2}} &= \frac{24}{(y_{i,j-2} - y_{i,j})(y_{i,j-2} - y_{i,j+1})(y_{i,j-2} - y_{i,j-1})(y_{i,j-2} - y_{i,j+2})}. \end{aligned} \tag{14}$$

Аналогичным образом можно получить конечные разности для производных второго порядка, используя многочлен второго порядка. Смешанную производную получим, заменяя конечными разностями частную производную $\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}$, а затем заменив каждое значение функции конечной разностью для частной производной по второй координате. Получим:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^4 \varphi}{\partial x^2 \partial y^2} &= a_{xy0} \varphi_{i,j} + a_{xy1} \varphi_{i+1,j} + a_{xy2} \varphi_{i,j+1} + a_{xy3} \varphi_{i-1,j} + a_{xy4} \varphi_{i,j-1} + \\ &+ a_{xy6} \varphi_{i+1,j+1} + a_{xy8} \varphi_{i-1,j+1} + a_{xy10} \varphi_{i-1,j-1} + a_{xy12} \varphi_{i+1,j-1}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{где: } a_{xy0} &= \frac{4}{(x_{i-1,j} - x_{i,j})(x_{i+1,j} - x_{i,j})(y_{i,j+1} - y_{i,j})(y_{i,j-1} - y_{i,j})}; \\ a_{xy1} &= \frac{4}{(x_{i+1,j} - x_{i,j})(x_{i+1,j} - x_{i-1,j})(y_{i+1,j+1} - y_{i+1,j})(y_{i+1,j-1} - y_{i+1,j})}; \\ a_{xy2} &= -\frac{4}{(x_{i-1,j} - x_{i,j})(x_{i+1,j} - x_{i,j})(y_{i,j+1} - y_{i,j})(y_{i,j-1} - y_{i,j+1})}; \end{aligned} \tag{15}$$

$$a_{xy3} = -\frac{4}{(x_{i-1,j} - x_{i,j})(x_{i+1,j} - x_{i-1,j})(y_{i-1,j+1} - y_{i-1,j})(y_{i-1,j-1} - y_{i-1,j})};$$

$$a_{xy4} = \frac{4}{(x_{i-1,j} - x_{i,j})(x_{i+1,j} - x_{i,j})(y_{i,j-1} - y_{i,j})(y_{i,j-1} - y_{i,j+1})};$$

$$a_{xy6} = -\frac{4}{(x_{i+1,j} - x_{i,j})(x_{i+1,j} - x_{i-1,j})(y_{i+1,j+1} - y_{i+1,j})(y_{i+1,j-1} - y_{i+1,j+1})};$$

$$a_{xy8} = \frac{4}{(x_{i-1,j} - x_{i,j})(x_{i+1,j} - x_{i-1,j})(y_{i-1,j+1} - y_{i-1,j})(y_{i-1,j-1} - y_{i-1,j+1})};$$

$$a_{xy10} = -\frac{4}{(x_{i-1,j} - x_{i,j})(x_{i+1,j} - x_{i-1,j})(y_{i-1,j-1} - y_{i-1,j})(y_{i-1,j-1} - y_{i-1,j+1})};$$

$$a_{xy12} = \frac{4}{(x_{i+1,j} - x_{i,j})(x_{i+1,j} - x_{i-1,j})(y_{i+1,j-1} - y_{i+1,j})(y_{i+1,j-1} - y_{i+1,j+1})}.$$

Для нахождения значений функции φ в контурных узлах, а также в узлах, расположенных за контуром, воспользуемся балочной аналогией, которую предложил использовать проф. Синицын Л.П. [14]:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} = N; \quad \varphi = M. \quad (16)$$

где: M – момент на единицу длины, Н; N – нормальная сила на единицу длины, Н/м.

Примем, что нормальная сила в направлении оси Ox равна нулю, а в направлении оси Oy равна по модулю силе F , сжимающей трубку. Так как момент и нормальная сила являются сжимающими, то их значения принимаются отрицательными. Соответственно, для узлов внутри контура:

$$\frac{\varphi_{i,j} - \varphi_{i,j+2}}{y_{i,j} - y_{i,j+2}} = N; \quad \frac{\varphi_{i,j} - \varphi_{i,j-2}}{y_{i,j} - y_{i,j-2}} = N. \quad (17)$$

Для контурных узлов, лежащих на оси Ox :

$$\frac{\varphi_{i,j-1} - \varphi_{i,j+1}}{y_{i,j-1} - y_{i,j+1}} = N. \quad (18)$$

Заменив в формулах (5) и (11) частные производные конечными разностями, получим

$$\sigma_x = \frac{2\varphi_{i,j+1}}{(y_{i,j+1} - y_{i,j})(y_{i,j+1} - y_{i,j-1})} + \frac{2\varphi_{i,j}}{(y_{i,j-1} - y_{i,j})(y_{i,j+1} - y_{i,j})} + \frac{2\varphi_{i,j-1}}{(y_{i,j-1} - y_{i,j})(y_{i,j-1} - y_{i,j+1})}; \quad (19)$$

$$\sigma_y = \frac{2\varphi_{i+1,j}}{(x_{i+1,j} - x_{i,j})(x_{i+1,j} - x_{i-1,j})} + \frac{2\varphi_{i,j}}{(x_{i-1,j} - x_{i,j})(x_{i+1,j} - x_{i,j})} + \frac{2\varphi_{i-1,j}}{(x_{i-1,j} - x_{i,j})(x_{i-1,j} - x_{i+1,j})}; \quad (20)$$

$$du_{y_{i,j}} = \varepsilon_{y_{i,j}} (y_{i,j+1} - y_{i,j-1}). \quad (21)$$

Таким образом, совокупность выражений (20) и (21) и выражения (12) после подстановки в него выражений (13) и (15) представляет собой систему линейных алгебраических уравнений, в которой число неизвестных равно числу уравнений. Для решения получившейся системы был использован метод нижней релаксации [15]. Параметр релаксации был взят $\omega = 0,5$. Для вычислений напряжений полученные значения φ были подставлены в выражения (19) и (20), а значения напряжений – в выражения деформаций (4). Значения деформаций были использованы в выражении (21) для того, чтобы получить значения перемещений по оси Oy в каждом узле. При нахождении новых координат узлов было принято, что контур-

ные узлы, лежащие на оси Ox , могут перемещаться только вдоль этой оси, а координаты остальных узлов можно определить следующим образом:

$$y_{i,j}^1 = y_{i,j-2}^1 + (y_{i,j}^0 - y_{i,j-2}^0) + du_{y_{i,j-1}}, \quad (22)$$

где верхний индекс «0» означает первоначальные значения координат узлов, а индекс «1» – новые значения координат узлов.

Новые значения абсцисс можно рассчитать по формуле, аналогичной выражению (22), но для определения значения силы F эти значения не требуются. Сила F , необходимая для полного сжатия трубки, определялась путем подбора. Считалось, что трубка полностью сжата, если при заданной силе F вычисленные новые координаты узлов такие, что нижний контурный узел, лежащий на оси Oy , достигает оси Ox . Поскольку была рассмотрена только четверть трубки, а сила F – это сила на единицу длины, то полная затрачиваемая на сжатие трубки мощность можно определить по следующему выражению:

$$N_3 = \frac{4Fl_c dn}{t_c}, \quad (23)$$

где: l_c – длина сжимаемого участка трубки, м; n – количество сжимаемых участков; d – внутренний диаметр трубки, м; t_c – время, за которое трубка полностью сжимается, с.

Для вычислений использовалась сетка, в которой было около 600 расчетных узлов.

Проведение экспериментов

Схема экспериментальной установки показана на рисунке 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 7 расположен по отношению к принимающему сосуду так, что существует некоторая разница высот, создающая перепад давления Δp , причем давление на входе в насос меньше давления на выходе. 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. Время действия каждого электромагнита задавалось при помощи микроконтроллера и составляло 30 мс. Время всего цикла было взято 3 с. Измеренное время сжатия трубки составило 16 мс. Сопротивление обмотки каждого электромагнита – 630 Ом, рабочее напряжение – 100 В.

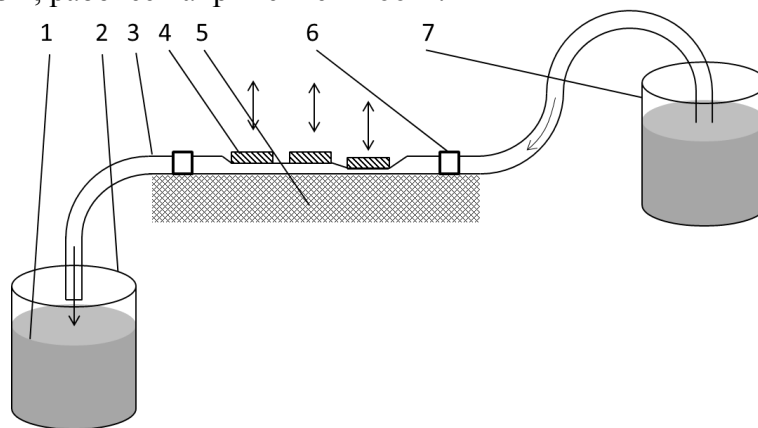


Рисунок 3. Схема экспериментальной установки

Во время проведения эксперимента расход жидкости измерялся косвенно, то есть измерялся объем жидкости (около 40 мл), поступающий в принимающий сосуд, и при помощи секундомера с ценой деления 1 с засекалось время перекачки этого объема (около 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. Затрачиваемая мощность, определяемая по данным эксперимента, вычислялась по формуле:

$$N_3 = 3 \frac{U^2 t_3}{R t_{\text{ц}}}, \quad (24)$$

где: U – напряжение, В; R – сопротивление обмотки электромагнитов, Ом; t_3 – время действия электромагнита, с; $t_{\text{ц}}$ – время цикла, с.

Результаты

На рисунке 4 представлены результаты вычислений и измерений. Сплошной линией показаны значения КПД, определенные теоретически с затрачиваемой мощностью, посчитанной по формуле (23), а пунктирной линией – значения КПД, полученные с использованием значений затрачиваемой мощности, полученных из выражения (24). Для расчета использовались значения перепада давления и подачи насоса, полученные экспериментально. Модуль Юнга был принят $E = 6 \cdot 10^6$ Па, коэффициент Пуассона $\mu = 0,47$.

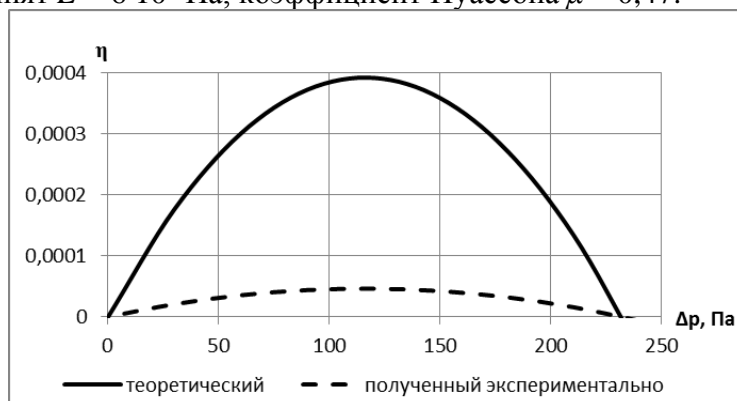


Рисунок 4. Кпд перистальтического насоса

Из рисунка 4. видно, что значения коэффициента полезного действия насоса, определенные теоретически, значительно больше, чем полученные экспериментально. Максимальное значение теоретического КПД составляет $4 \cdot 10^{-4}$, в то время как максимальное значение экспериментально полученного равно $5 \cdot 10^{-5}$. Связано это, по всей видимости, с тем, что при теоретическом расчете не учитывались потери энергии в обмотках электромагнитов. Кроме того, на обмотки электромагнитов в экспериментальной установке могло подаваться напряжение значительно большее, чем необходимо для полного сжатия трубки. С одной стороны, КПД рассматриваемого перистальтического насоса намного меньше, чем у других конструкций перистальтических насосов. Например, максимальное значение КПД перистальтического насоса со спирально расположенным шлангом составляет $0,4 \dots 0,45$ [1]. С другой стороны, коэффициент полезного действия других миниатюрных насосов ненамного больше, а в некоторых случаях даже меньше. Например, максимальное значение КПД рассматриваемого в работе [9] миниатюрного перистальтического насоса составляет $3 \cdot 10^{-3}$; КПД миниатюрного электроосмотического насоса, изучаемого в работе [16] – $5 \cdot 10^{-3}$; КПД коммерчески реализованного миниатюрного перистальтического насоса [17] – $2 \cdot 10^{-3}$; КПД миниатюрного мембранного насоса, рассмотренного в работе [18] – $4 \cdot 10^{-9}$.

Заключение

Таким образом, разработанная методика расчета деформации трубки перистальтического насоса позволяет определить необходимую для сжатия трубки мощность и, тем самым, рассчитать приближенное теоретическое значение КПД, причем рассчитанные значения КПД значительно больше, чем определенные экспериментально. Разработанная методика, тем не менее, может использоваться для предварительных приближенных расчетов и рекомендации выбора параметров насоса. Значение КПД для рассматриваемого перистальтического насоса является относительно малым по сравнению с другими конструкциями насосов, однако КПД других миниатюрных насосов ненамного больше или даже меньше.

Литература

1. Михеев А.Ю. Исследование характеристики и повышение надежности насосов перистальтического принципа действия: дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2004. – 168 с.
2. 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.
3. Lin Q., Yang B., Xie J., Tai Y. Dynamic simulation of a peristaltic micropump considering coupled fluid flow and structural motion // *Journal of micromechanics and microengineering*. – UK, Institute of physics publishing: IOP Publishing Ltd, 2006. No. 17. P. 220–228.
4. WG600F Intelligent Industrial Peristaltic Pump [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.nanbei china.com/product/laboratory/pump/type/2014/0108/717.html>.
5. BT300L Intelligent flow peristaltic pump [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.nanbei china.com/product/laboratory/pump/flow/2014/0107/702.html>.
6. Treutel C. Peristaltic pumps in the food industry // *Pumps & Systems*. – Birmingham, USA: Cahaba Media Group, July 2007. P. 28–31.
7. Бондарчук Е.Н., Колбасов Е.В., Разваляев В.Н. Роторно перистальтический насос компрессор ДКР 1Б. – Новосибирск: Препринт/РАН, Сиб. отд. ние. Институт теплофизики; № 276/96, 1996. – 13 с.
8. Кускова М.А. Гидравлические характеристики перистальтических насосов // *Нефтяное хозяйство*. 2008. №1. с. 104–106.
9. 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. pp. 141–146.
10. Faraji A., Razavi M., Fatouree N. Linear peristaltic pump device design // *Applied Mechanics and Materials*. – Pfaffikon, Switzerland: Trans Tech Publications Inc. 2014. Vol. 440. P. 199–203.
11. Амензаде Ю. А. Теория упругости. Учебник для университетов. Изд. 3 е, доп. М., «Высшая школа», 1976. –
12. Барашков В.Н., Смолина И.Ю., Путеева Л.Е., Песцов Д.Н. Основы теории упругости. – Томск: Изд во Том. гос. архит. строит. ун та, 2012. – 184 с.
13. Рукавишников А.В. Метод конечных разностей: учеб. пособие. – Хабаровск: Изд во ДВГУПС, 2012. – 83 с.
14. Икрин В.А. Сопротивление материалов с элементами теории упругости и пластичности: Учебник для студентов, обучающихся по направлению 653500 “Строительство”. – М: Изд. АСВ, 2004. – 424 с.
15. Вержбицкий В.М. Основы численных методов: Учебник для вузов. – М.: Директ Медиа, 2013. – 847 с.
16. Chen C. H., Santiago J.G. A planar electroosmotic micropump // *J. Micromech. Syst.* 2002. No.11 (6). P. 672–683.
17. Setup Instructions P625 Peristaltic Pumps [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.instechnsolomon.com/Support/manuals/P625manual.pdf>.
18. Sim W.Y., Yoon H.J., Jeong O.C., Yang S.S. A phase change type micropump with aluminum flap valves // *J. Micromech. Microeng.* 2003. No.13. P. 286–294.
19. Иванов В.Н. Конспект лекций по курсу “Основы численных методов расчета конструкций”. Для студентов, обучающихся по специальности “Строительство”. – М.: Изд во РУДН, 2007. – 64 с.