

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРИСТАЛЬТИЧЕСКОГО НАСОСА ЛИНЕЙНОГО ТИПА С НЕПОЛНЫМ СЖАТИЕМ РАБОЧЕГО ОРГАНА

Гришин А.И.

Московский политехнический университет, Москва, Россия

foxmcloud@rambler.ru

Вводная часть работы содержит краткие сведения о существующих перистальтических насосах и областях их применения. Отдельное внимание уделено применению миниатюрных перистальтических насосов с линейно расположенной трубкой. Для таких насосов существует достаточное количество экспериментальных исследований, но весьма ограниченное число работ посвящено моделированию течения в таких насосах. Целью работы является разработка методики расчета характеристики перистальтического насоса с линейно расположенной трубкой и несколькими выжимными элементами, которые сжимают ее в поперечном направлении не полностью, на основе квазистационарной модели и проверка применимости разработанной модели численным моделированием. Квазистационарная модель получена путем составления уравнения Бернулли для мгновенных значений скоростей и давлений для текущих движений выжимного элемента. Для оценки ограничений применимости квазистационарной модели были выполнены численные эксперименты в программе STAR-CCM+ с учетом возможности возникновения кавитации, для чего была использована модель «Эйлеровой многофазности». Численные эксперименты показали, что кавитация имеет место в интервалы времени, когда выжимной элемент насоса возвращается в начальное положение и давление в области сжатия уменьшается. Из сравнения расчетов с разной продолжительностью циклов работы насоса установлено, что кавитация существенна, только если выжимные элементы двигаются слишком быстро и время цикла насоса достаточно мало. Также было установлено, что колебания скорости жидкости внутри насоса наблюдаются при тех же условиях, что и кавитация. Сравнение результатов численного моделирования и расчетов по квазистационарной модели показало, что расчеты дают погрешность в интервалах времени, когда есть одновременное движение выжимных элементов насоса. В результате проведения анализа полученных результатов сделан вывод, что разработанная квазистационарная модель может применяться для расчетов, если вязкость перекачиваемой жидкости не меньше 40 мПа·с и если частота работы насоса достаточно мала, чтобы в насосе не возникали указанные кавитация и колебания скорости.

Ключевые слова: перистальтический насос, уравнение Бернулли, ламинарное течение, кавитация.

Введение

Перистальтический насос относится к объемным гидромашинам и состоит из упругого рабочего органа и одного или нескольких выжимных элементов. В качестве упругого рабочего органа может применяться мембрана или гибкая трубка, для изготовления которой применяют такие материалы, как силикон, неопрен, биопрен, марпрен, поливинилхлорид, витон, полиуретан и др. Применяемые выжимные элементы отличаются большим разнообразием: это могут быть толкатели, приводимые в движение кривошипно-шатунным механизмом, ролики, башмаки, пьезоэлектрические кристаллы, гидропривод и т.д. Среди насосов промышленного назначения наибольшее распространение получили конструкции

насосов с трубкой, расположенной по кругу и с роликами или башмаками в качестве выжимных элементов. Конструкции с роликами могут работать с давлением до 1,2 МПа, и они экономичнее конструкций с башмаками, так как сопровождаются меньшим тепловыделением и потому требуют меньше смазки, но насосы с башмаками могут работать с давлением до 1,6 МПа [1], поэтому их все еще производят. Диаметр трубки таких насосов обычно составляет от 10 до 125 мм. Подача таких насосов может достигать до 80 м³/ч.

Благодаря таким преимуществам, как герметичность, простота конструкции, возможность перекачки жидкостей с большим количеством твердых включений перистальтические насосы нашли применение во многих обла-

стях. Их применяют в пищевой, химической, нефтяной и горнодобывающей промышленности, для перекачки сточных вод, красящих веществ и др.

Кроме крупногабаритных насосов, рассмотренных выше, существуют также миниатюрные перистальтические насосы, в которых диаметр трубки может быть от 0,15 до 10 мм, рабочее давление до 0,2 МПа, а создаваемая подача 0,3–2000 мкл/мин [2]. Такие насосы применяют в медицине для транспортировки биологических жидкостей и дозирования лекарственных препаратов. Также их применяют в струйных принтерах, в настольных биореакторах и другом лабораторном оборудовании. Одно из перспективных направлений применения таких насосов – биопринтеры для печати моделей на основе клеток, сохраняющих свою жизнеспособность, где в настоящее время применяют шприцевые дозаторы, похожие по принципу действия на миниатюрные поршневые насосы. В таких областях стерильность и точность гораздо важнее энергоэффективности, поэтому конструкция перистальтического насоса с линейно расположенной трубкой и несколькими сжимающими ее в поперечном направлении выжимными элементами здесь будет предпочтительнее, чем насос с U-образно расположенной трубкой и роликами.

В то время как насосы с трубкой, расположенной по кругу, и роликами хорошо изучены и для них создан ряд методик расчета (например, работы [3–5]), насосам линейного типа посвящено меньшее количество работ. В них,

как правило, приводятся результаты экспериментальных исследований разработанной конструкции насоса [6, 7].

Данная работа является продолжением исследований, проведенных в работах [8] и [9]. В работе [8] представлена методика аналитического расчета подачи перистальтического насоса линейного типа с полным сжатием трубки и сравнение результатов с данными эксперимента. Численное моделирование, проведенное в работе [9], показало наличие колебательных процессов и возможность возникновения кавитации вследствие понижения давления, которые при аналитическом расчете учтены не были.

Цель работы

Доработка предложенной в работе [8] методики для расчета характеристики насоса в случае неполного сжатия трубки и проведения серии численных экспериментов для установления ограничений применения данной методики.

Расчет характеристики насоса квазистационарным методом

Для получения характеристики перистальтического насоса определим сначала, как изменяется средняя скорость жидкости в выходном его сечении. Выжимные элементы сжимают трубку по очереди в соответствии с алгоритмом, показанным на рис. 1.

На рис. 2 показана расчетная схема, характеризующая работу перистальтического насоса в момент срабатывания первого вы-

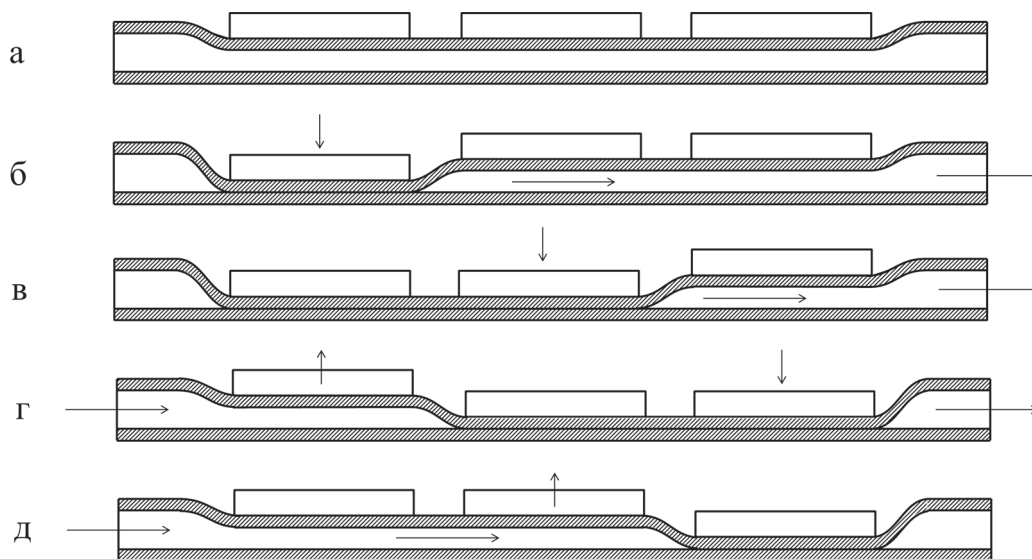


Рис. 1. Порядок срабатывания выжимных элементов перистальтического насоса

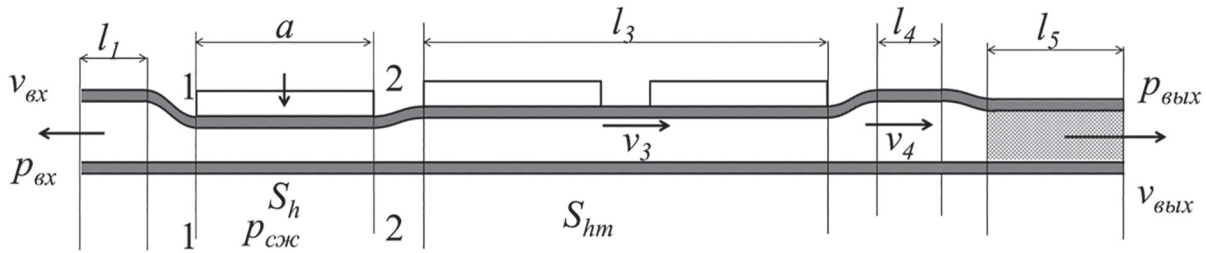


Рис. 2. Расчетная схема работы перистальтического насоса во время сжатия трубки первым выжимным элементом

жимного элемента. Участок длиной l_5 на схеме выделен штриховкой, так как он не является частью насоса и добавлен для имитации нагрузки. При исследовании расчет проводился несколько раз с разными значениями l_5 , чтобы получить достаточно точек для построения характеристики насоса.

Рассмотрим сжатие трубки насоса первым выжимным элементом. При этом жидкость будет вытесняться не только по направлению к выходному сечению, но также и к входному сечению. Сумма объемов жидкости, перетекающих через входное и выходное сечения трубки насоса в единицу времени, будет равна объему, который вытесняет выжимной элемент за то же время:

$$(v_{\text{вх}} S_{\text{вх}} + v_{\text{вых}} S_{\text{вых}}) \cdot dt = a \cdot dS_h, \quad (1)$$

где dS_h – изменение площади поперечного сечения в области сжатия за интервал времени dt , м^2 ; a – длина выжимного элемента, м ; $v_{\text{вх}}$ и $v_{\text{вых}}$ – мгновенные значения средних скоростей во входном и выходном сечениях, которые являются функциями от времени, т.е. $v_{\text{вх}} = v_{\text{вх}}(t)$ и $v_{\text{вых}} = v_{\text{вых}}(t)$, м/с ; $S_{\text{вх}}$ и $S_{\text{вых}}$ – площади входного и выходного сечений, м^2 .

В области сжатия будет создаваться некоторое давление $p_{\text{сж}}$ и площадь поперечного сечения S_h , меняющаяся со временем. Обратим внимание, что в общем случае поперечное сечение трубки в области сжатия не является круглым в том числе и тогда, когда выжимные элементы находятся в верхнем положении (для этого площадь сечения обозначена S_{hm}).

В соответствии со схемой составлены уравнение Бернулли для сечения 1-1 и входного сечения, а также уравнение Бернулли для сечения 2-2 и выходного сечения:

$$\begin{cases} \frac{p_{\text{сж}}}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} + \alpha_{\text{вх}} \frac{v_{\text{вх}}^2}{2g} + \Delta h_{\text{вх}}; \\ \frac{p_{\text{сж}}}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_{\text{вых}}}{\rho g} + \alpha_{\text{вых}} \frac{v_{\text{вых}}^2}{2g} + \Delta h_{\text{вых}}, \end{cases} \quad (2)$$

где $p_{\text{сж}}$ – давление в области сжатия, Па ; $p_{\text{вх}}$ – давление на входе в насос, Па ; $p_{\text{вых}}$ – давление на выходе после участка длиной l_5 , Па ; v_1 – средняя скорость жидкости в сечении 1-1, м/с ; v_2 – средняя скорость жидкости в сечении 2-2, м/с ; g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ; $\alpha_{\text{вх}}$, $\alpha_{\text{вых}}$, α_1 , α_2 – коэффициенты Кориолиса в соответствующих частях трубки, причем $\alpha_{\text{вх}} = 2$, $\alpha_{\text{вых}} = 2$, $\alpha_1 = 1$, $\alpha_2 = 1$.

Для несжимаемой жидкости очевидно, что:

$$\begin{aligned} v_3 &= v_{\text{вых}} \frac{\pi d_{\text{вых}}^2}{4S_{hm}}; v_4 = v_{\text{вых}} \frac{d_{\text{вых}}^2}{d^2}; \\ v_1 &= v_{\text{вх}} \frac{\pi d^2}{4S_h}; v_2 = v_{\text{вх}} \frac{\pi d_{\text{вх}}^2}{4S_h}, \end{aligned} \quad (3)$$

где v_3 – скорость жидкости в области, где расположены вторая и третья пластины, с площадью поперечного сечения S_{hm} , м/с ; d – внутренний диаметр трубки на участках l_1 и l_4 , м ; $d_{\text{вх}}$ – внутренний диаметр участка l_5 , м .

Если пренебречь местными сопротивлениями, то потери напора будут состоять только из потерь на трение, которые можно определить по формуле Дарси [10]:

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{вх}} &= \lambda_{\text{вх}} \frac{l_1 v_{\text{вх}}^2}{d 2g}; \\ \Delta h_{\text{вых}} &= k_3 \lambda_3 \frac{l_3 P_{hm} v_3^2}{4S_{hm} 2g} + \lambda_4 \frac{l_4 v_4^2}{d 2g} + \lambda_{\text{вых}} \frac{l_5 v_{\text{вых}}^2}{d_{\text{вых}} 2g}, \end{aligned} \quad (4)$$

где λ_3 – коэффициент потерь на трение по длине в области расположения второй и третьей пластины; λ_4 – коэффициент потерь на трение по длине в области после пластин перед сужением; $\lambda_{\text{вх}}$ и $\lambda_{\text{вых}}$ – коэффициенты потерь на трение по длине в начале и в конце трубки, соответственно; P_{hm} – смоченный периметр в области сжатия, когда пластина находится в верхнем положении, м , k_3 – коэффициент, учитывающий влияние формы некруглого сечения

на потери [11]. Для ламинарного режима течения принимаем:

$$\lambda_{вх} = \frac{64\mu}{v_{вх}\rho d}; \lambda_3 = \frac{64\mu P_{hm}}{v_3\rho 4S_{hm}};$$

$$\lambda_4 = \frac{64\mu}{v_4\rho d}; \lambda_{вых} = \frac{64\mu}{v_{вых}\rho d_{вых}}, \quad (5)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости жидкости, Па·с.

После подстановки выражений (1), (3), (4) и (5) в систему (2) получим:

$$v_{вых}^2 \left[\frac{\alpha_{вых}\rho}{2} + \frac{\rho\pi^2 d_{вых}^4}{32S_h^2} (\alpha_1 - \alpha_2) - \frac{\alpha_{вх}\rho d_{вых}^4}{2d^4} \right] +$$

$$+ v_{вых} \left[\left(k_3 \frac{\pi d_{вых}^2 P_{hm}^2 l_3}{2S_{hm}^3} + \frac{32(l_4 + l_1)d_{вых}^2}{d^4} + \frac{32l_5}{d_{вых}^2} \right) \mu - \right. \\ \left. - \left(\frac{\alpha_{вх}}{\pi d^4} - \frac{\alpha_1\pi}{16S_h^2} \right) \frac{4a\rho \cdot dS_h d_{вых}^2}{dt} \right] =$$

$$= \Delta p + \left(\frac{\alpha_{вх}}{2d^4} - \frac{\alpha_1\pi^2}{32S_h^2} \right) \frac{16a^2 \cdot \rho dS_h^2}{(dt)^2 \pi^2} + \frac{32\mu l_1}{d^4} \frac{4a \cdot dS_h}{\pi dt}. \quad (6)$$

Выражение (6) является квадратным уравнением с двумя корнями, один из которых будет решением, а второй отбрасывается из-за неправдоподобного значения.

Проведя аналогичные рассуждения, получим выражения для сжатия трубки вторым и третьим выжимными элементами, а также для возвращения выжимных элементов в начальное положение.

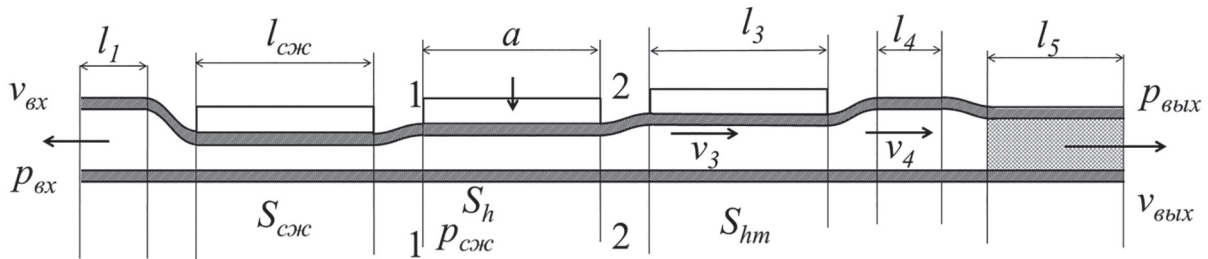


Рис. 3. Расчетная схема сжатия трубки вторым выжимным элементом

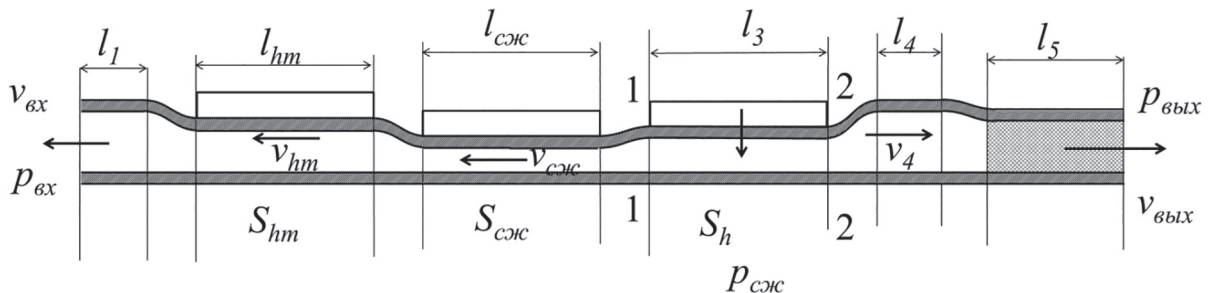


Рис. 4. Расчетная схема сжатия трубки третьим выжимным элементом

Схема насоса при сжатии трубки вторым выжимным элементом показана на рис. 3.

Схема идентична предыдущей с той лишь разницей, что участок длиной l_3 стал меньше и добавился сжатый участок длиной $l_{сж}$ и площадью поперечного сечения $S_{сж}$. С использованием этой схемы было получено выражение:

$$v_{вых}^2 \left(\frac{\alpha_{вых}\rho}{2} + \frac{(\alpha_1 - \alpha_2)\rho\pi^2 d_{вых}^4}{32S_h^2} - \frac{\alpha_{вх}\rho d_{вых}^4}{2d^4} \right) +$$

$$+ v_{вых} \left[\left(k_3 \frac{\pi d_{вых}^2 P_{hm}^2 l_3}{2S_{hm}^3} + \frac{32(l_4 + l_1)d_{вых}^2}{d^4} + \right. \right. \\ \left. \left. + k_{сж} \frac{\pi l_{сж} P_{сж}^2 d_{сж}^2}{2S_{сж}^3} + \frac{32l_5}{d_{сж}^2} \right) \mu - \right. \\ \left. - \left(-\frac{\alpha_1\pi}{16S_h^2} + \frac{\alpha_{вх}}{\pi d^4} \right) \frac{4a\rho \cdot dS_h d_{сж}^2}{dt} \right] =$$

$$= \Delta p + \left(\frac{\alpha_{вх}}{2d^4} - \frac{\alpha_1\pi^2}{32S_h^2} \right) \frac{16a^2 \cdot \rho dS_h^2}{(dt)^2 \pi^2} +$$

$$+ \mu \left(\frac{32l_1}{d^4} + k_{сж} \frac{\pi l_{сж} P_{сж}^2}{2S_{сж}^3} \right) \frac{4a \cdot dS_h}{\pi dt}. \quad (7)$$

В выражении (7) появился еще один коэффициент $k_{сж}$, который аналогичен введенному ранее коэффициенту k_3 , но относится к сжатому участку трубки.

Для сжатия трубки третьим выжимным элементом получим схему, изображенную на рис. 4. Здесь сделано допущение, что к этому моменту первый выжимной элемент можно считать полностью вернувшимся в начальное положение.

Для схемы на рис. 4 получено выражение:

$$v_{\text{ВЫХ}}^2 \left(\frac{\alpha_{\text{ВХ}} \rho d^4}{2 d^4} + (\alpha_2 - \alpha_1) \frac{\rho \pi^2 d^4}{32 S_h^2} - \frac{\alpha_{\text{ВЫХ}} \rho}{2} \right) + v_{\text{ВЫХ}} \left[\left(\frac{\alpha_1 \pi^2}{4 S_h^2} - \alpha_{\text{ВХ}} \frac{4}{d^4} \right) \frac{\rho d^2 d S_h}{\pi dt} - \mu \left(\frac{k_{hm} l_{hm} P_{hm}^2 \pi d^2}{2 S_{hm}^3} + \frac{k_{сж} l_{сж} P_{сж}^2 \pi d^2}{2 S_{сж}^3} + \frac{32 l_5}{d^2} + \frac{32 d^2 (l_1 + l_4)}{d^4} \right) \right] + \left(\frac{\alpha_{\text{ВХ}}}{2 \pi^2 d^4} - \frac{\alpha_1}{32 S_h^2} \right) \frac{16 a^2 \rho \cdot (d S_h)^2}{(dt)^2} + \left(\frac{32 l_1}{\pi d^4} + k_{сж} \frac{l_{сж} P_{сж}^2}{S_{сж}^3} + k_{hm} \frac{l_{hm} P_{hm}^2}{S_{hm}^3} \right) \times \mu \frac{4 a \cdot d S_h}{dt} + \Delta p = 0, \quad (8)$$

где l_{hm} – длина области сжатия первым выжимным элементом, м; v_{hm} – средняя скорость в этой области, м/с; k_{hm} – коэффициент, учитывающий влияние формы сечения на потери.

Далее рассмотрим течение жидкости в насосе, когда выжимные элементы возвращаются в начальное положение и трубка восстанавливает свою форму. При этом направление

течения жидкости будет противоположным рассмотренному ранее: жидкость будет заполнять образующуюся при разжимании трубки полость, в которой будет пониженное давление $p_{\text{разр}}$. Схема возвращения первого выжимного элемента с допущением, что третий выжимной элемент еще не сжал трубку, показана на рис. 5.

Для схемы на рис. 5 было получено выражение:

$$\left(\frac{\pi^2 d^4}{16 S_h^2} (\alpha_1 - \alpha_2) - \alpha_{\text{ВХ}} \frac{d^4}{d^4} + \alpha_{\text{ВЫХ}} \right) \frac{\rho}{2} v_{\text{ВЫХ}}^2 + \left[\frac{\rho a \cdot d S_h}{dt} \left(\frac{4 \alpha_{\text{ВХ}} d^2}{\pi d^4} - \frac{\alpha_1 \pi d^2}{4 S_h^2} \right) - 32 \mu d^2 \left(\frac{l_1}{d^4} + \frac{l_4}{d^4} + \frac{l_5}{d^4} + \frac{k_3 P_{hm}^2 l_3 \pi}{64 S_{hm}^3} \right) - \frac{k_{сж} \mu P_{сж}^2 l_{сж} \pi d^2}{2 S_{сж}^3} \right] v_{\text{ВЫХ}} + \frac{a \cdot d S_h}{dt} \left(\frac{128 \mu l_1}{\pi d^4} + \frac{\rho a \cdot d S_h}{2 dt} \frac{\alpha_1}{S_h^2} - \frac{\rho \alpha_{\text{ВХ}} 8 a \cdot d S_h}{dt \pi^2 d^4} \right) - \Delta p = 0. \quad (9)$$

Схемы возвращения второго и третьего выжимных элементов в начальное положение показаны на рис. 6 и рис. 7, соответственно.

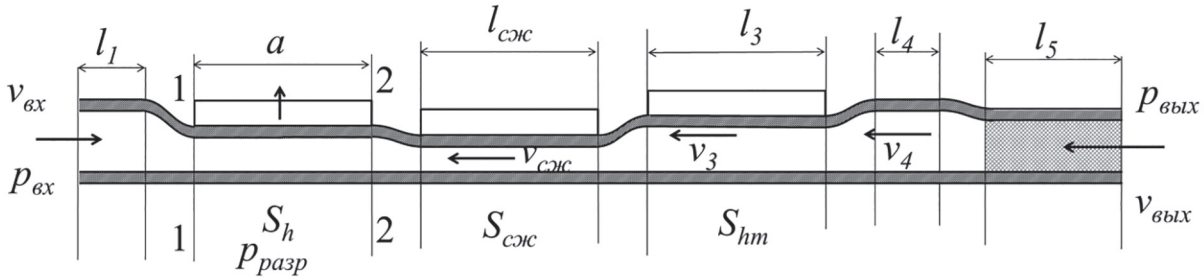


Рис. 5. Расчетная схема возвращения первого выжимного элемента в начальное положение

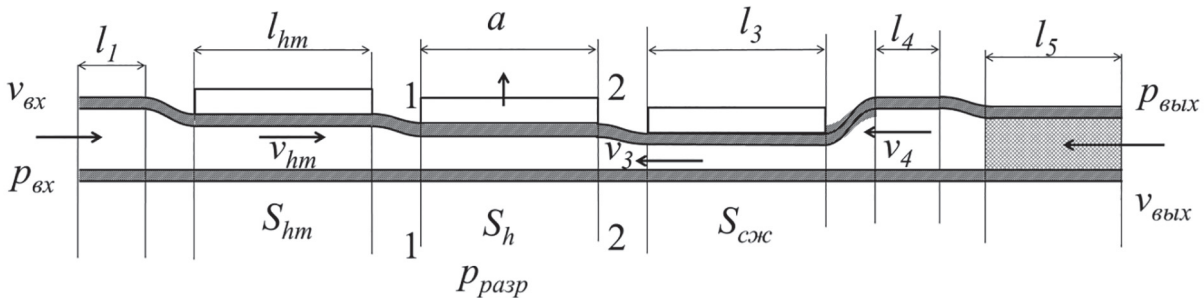


Рис. 6. Расчетная схема возвращения второго выжимного элемента в начальное положение

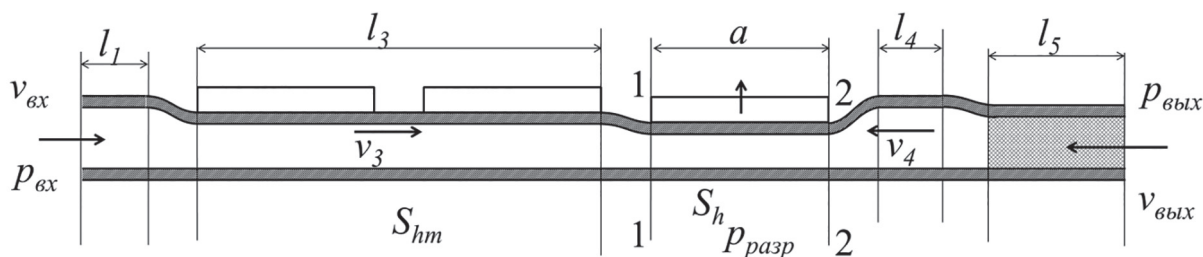


Рис. 7. Расчетная схема возвращения третьего выжимного элемента в начальное положение

Для схемы на рис. 6 получено:

$$v_{\text{ВЫХ}}^2 \left(\frac{d_{\text{ВЫХ}}^4 \rho (\alpha_1 - \alpha_2) \pi^2}{32 S_h^2} + \frac{\alpha_{\text{ВЫХ}} \rho}{2} - \frac{\alpha_{\text{ВХ}} \rho}{2} \frac{d_{\text{ВЫХ}}^4}{d^4} \right) +$$

$$+ v_{\text{ВЫХ}} \left[\frac{\rho a d S_h}{dt} \left(\frac{4 \alpha_{\text{ВХ}} d_{\text{ВЫХ}}^2}{\pi d^4} - \frac{\pi d_{\text{ВЫХ}}^2 \alpha_1}{4 S_h^2} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{32 \mu (l_1 + l_4) d_{\text{ВЫХ}}^2}{d^4} - k_{hm} \frac{P_{hm}^2 \mu \pi l_{hm} d_{\text{ВЫХ}}^2}{2 S_{hm}^3} - k_{сж} \frac{\mu P_{сж}^2 l_3 \pi d_{\text{ВЫХ}}^2}{2 S_{сж}^3} - \frac{32 \mu l_5}{d_{\text{ВЫХ}}^2} \right] =$$

$$= \Delta p + \frac{(d S_h)^2 \rho a^2}{2 (dt)^2} \left(\frac{16 \alpha_{\text{ВХ}}}{\pi^2 d^4} - \frac{\alpha_1}{S_h^2} \right) -$$

$$- k_{hm} \frac{P_{hm}^2 \mu \pi l_{hm}}{S_{hm}^3} \frac{2 a \cdot d S_h}{dt \pi} - 32 \mu l_1 \frac{4 a \cdot d S_h}{dt \pi d^4}. \quad (10)$$

Аналогично, для схемы на рис. 7:

$$v_{\text{ВЫХ}}^2 \frac{\rho}{2} \left(\alpha_{\text{ВЫХ}} + \frac{d_{\text{ВЫХ}}^4 \pi^2}{16 S_h^2} (\alpha_1 - \alpha_2) + \alpha_{\text{ВХ}} \frac{d_{\text{ВЫХ}}^4}{d^4} \right) +$$

$$+ v_{\text{ВЫХ}} \left[\frac{\rho a d S_h}{dt} \left(\frac{4 \alpha_{\text{ВХ}} d_{\text{ВЫХ}}^2}{\pi d^4} - \frac{\alpha_1 \pi d_{\text{ВЫХ}}^2}{4 S_h^2} \right) - \right.$$

$$\left. - 32 \mu d_{\text{ВЫХ}}^2 \left(\frac{l_1}{d^4} + \frac{k_3 P_{hm}^2 l_3 \pi}{64 S_{hm}^3} + \frac{l_4}{d^4} + \frac{l_5}{d_{\text{ВЫХ}}^4} \right) \right] +$$

$$+ \frac{2 a d S_h}{dt} \left[\frac{64 l_1 \mu}{\pi d^4} + \frac{k_3 \mu P_{hm}^2 l_3}{S_{hm}^3} + \left(\frac{\alpha_1}{4 S_h^2} - \frac{\alpha_{\text{ВХ}} 4}{\pi^2 d^4} \right) \times \right.$$

$$\left. \times \frac{a \rho \cdot d S_h}{dt} \right] - \Delta p = 0. \quad (11)$$

Для построения характеристики насоса необходимо найти значение давления, создаваемого насосом. Для этого удобнее сначала найти давление в выходном сечении насоса, то есть в сечении между участком длиной l_4 и участком длиной l_5 . Обозначим его как p_{45} и будем считать, что на выходе из участка l_5 давление равно атмосферному, так же как и на входе в насос. Тогда получим:

$$p_{45} = \frac{32 \mu l_5 v_{\text{ВЫХ}}}{d_{\text{ВЫХ}}^2}.$$

Так как входное и выходное сечения могут иметь разную площадь, то давление, создаваемое насосом можно определить как:

$$p = \frac{32 \mu l_5 v_{\text{ВЫХ}}}{d_{\text{ВЫХ}}^2} + \frac{\rho}{2} \left(v_{\text{ВЫХ}}^2 \left(1 - \frac{d_{\text{ВЫХ}}^4}{d^4} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{16 a^2 \cdot (d S_h)^2}{d^4 \pi^2 (dt)^2} + v_{\text{ВЫХ}} \frac{8 a d_{\text{ВЫХ}}^2 \cdot d S_h}{d^4 \pi dt} \right). \quad (12)$$

Подача насоса определялась по формуле:

$$Q = v_{\text{ВЫХ}} \frac{\pi d_{\text{ВЫХ}}^2}{4}. \quad (13)$$

Осредненные по времени значения давления (12) и подачи (13) затем использовались для построения характеристики насоса.

Численное моделирование

Для проведения численного моделирования использовался программный комплекс Star-CCM+. Для расчетов использовалась та же модель, что и в работе [9], но с добавлением в нее модуля «Многофазность Эйлера», при помощи которого можно моделировать кавитацию. Давление насыщенных паров было принято равным 3170 Па.

Сжатие трубки задавалось силой, действующей на область трубки, где ее должен сжимать выжимной элемент. Заданные зависимости значений силы от времени показаны на рис. 8. Приведенные на рис. 8 графики соответствуют времени цикла работы насоса, равном 0,1 с. Расчеты проводились и для других частот; в таком случае изменение силы задавалось точно так же, но время срабатывания выжимных элементов, интервал между их срабатыванием и т.д. увеличивались пропорционально в соответствии с длительностью цикла.

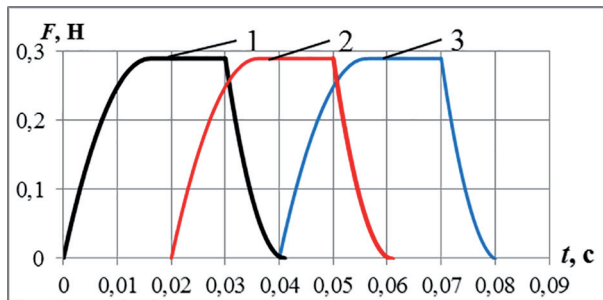


Рис. 8. Изменение сжимающей силы от времени:

1 – в области сжатия первым выжимным элементом; 2 – в области сжатия вторым выжимным элементом; 3 – в области сжатия третьим выжимным элементом

Расчеты, результаты которых приведены в работе [11], показали, что при перекачке маловязкой жидкости (воды) насос выходит на режим, начиная с 3–4 цикла, в то время как для более вязкой жидкости циклы работы насоса друг на друга не влияют. В разработанной квазистационарной модели влияние циклов друг на друга не учтено, также как и возможность возникновения кавитации. На основе этих данных была проведена серия численных экспериментов для различных значений вязкости перекачиваемой жидкости, продолжительности цикла работы насоса и геометрических параметров конечного участка трубки, имитирующего нагрузку. На входе и на выходе давление было принято равным атмосферному.

Результаты и их обсуждение

Графики изменения средней скорости в выходном сечении насоса в зависимости от времени, когда $d_{\text{вых}} = 2$ мм и $l_5 = 4$ см, показаны на рис. 9 для продолжительности цикла 0,2 с и на рис. 10 – для продолжительности цикла 0,1 с. В обоих случаях рассмотрено несколько значений вязкости.

Цикл работы насоса будет влиять на следующий цикл, если скорость жидкости не успеет опуститься до нуля к концу цикла. На рис. 9 этого влияния нет уже при $\mu = 20$ мПа·с, в то время как при работе на большей частоте влияние прекращается только при $\mu = 40$ мПа·с. Видно, что влияние циклов работы насоса на последующие циклы зависит как от вязкости жидкости, так и от продолжительности цикла. В целом можно сделать вывод, что если насос не будет работать с еще большей частотой, то при динамической вязкости более 40 мПа·с течение в конце цикла успеет вернуться к тому состоянию, в котором было до срабатывания выжимных элементов.

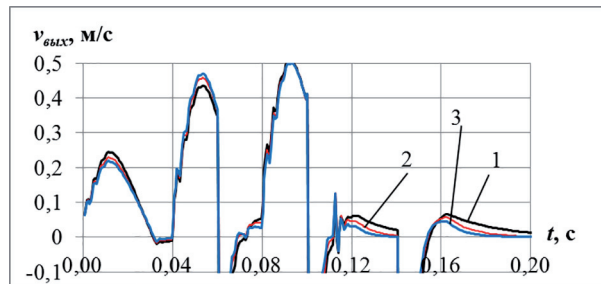


Рис. 9. Изменение средней скорости в выходном сечении при продолжительности цикла 0,2 с:

1 – $\mu = 10$ мПа·с; 2 – $\mu = 20$ мПа·с; 3 – $\mu = 30$ мПа·с

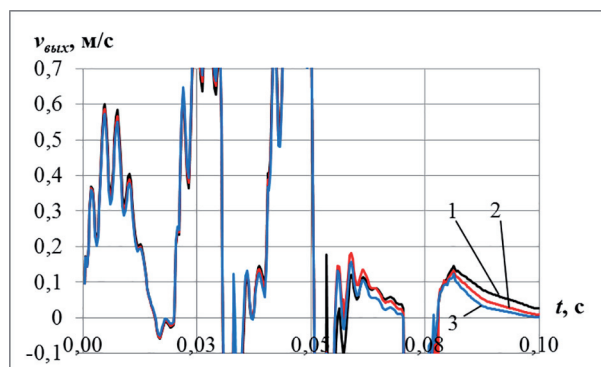


Рис. 10. Изменение средней скорости в выходном сечении при продолжительности цикла 0,1 с:

1 – $\mu = 20$ мПа·с; 2 – $\mu = 30$ мПа·с; 3 – $\mu = 40$ мПа·с

На рис. 11 построены графики изменения относительной объемной доли паров жидкости по причине возникновения кавитации, осредненной по всему объему, в зависимости от времени. В качестве рабочей жидкости здесь и далее был взят жидкий парафин (плотность 855 кг/м³, коэффициент динамической вязкости 0,088 Па·с). Как видно, кавитация возникает в интервалы времени, когда выжимные элементы возвращаются в начальное положение. С увеличением продолжительности цикла относительная объемная доля паров уменьшается и при продолжительности цикла 0,3 с и более становится достаточно малой, чтобы кавитацией можно было пренебречь. Время возвращения выжимного элемента в исходное положение составляет 33 мс при времени цикла 0,3 с.

Теперь проведем сравнение результатов, полученных с использованием разработанной квазистационарной модели по выражениям (6)–(11) с результатами численных экспериментов. В обоих случаях расчеты проводились с учетом следующих величин: длина выжимных элементов $a = 14$ мм, расстояние между выжимными элементами – 4 мм, $l_1 = 5,5$ см, $l_4 = 1,5$ см, $d = 3$ мм, $d_{\text{вых}} = 2$ мм, $l_5 = 8$ см,

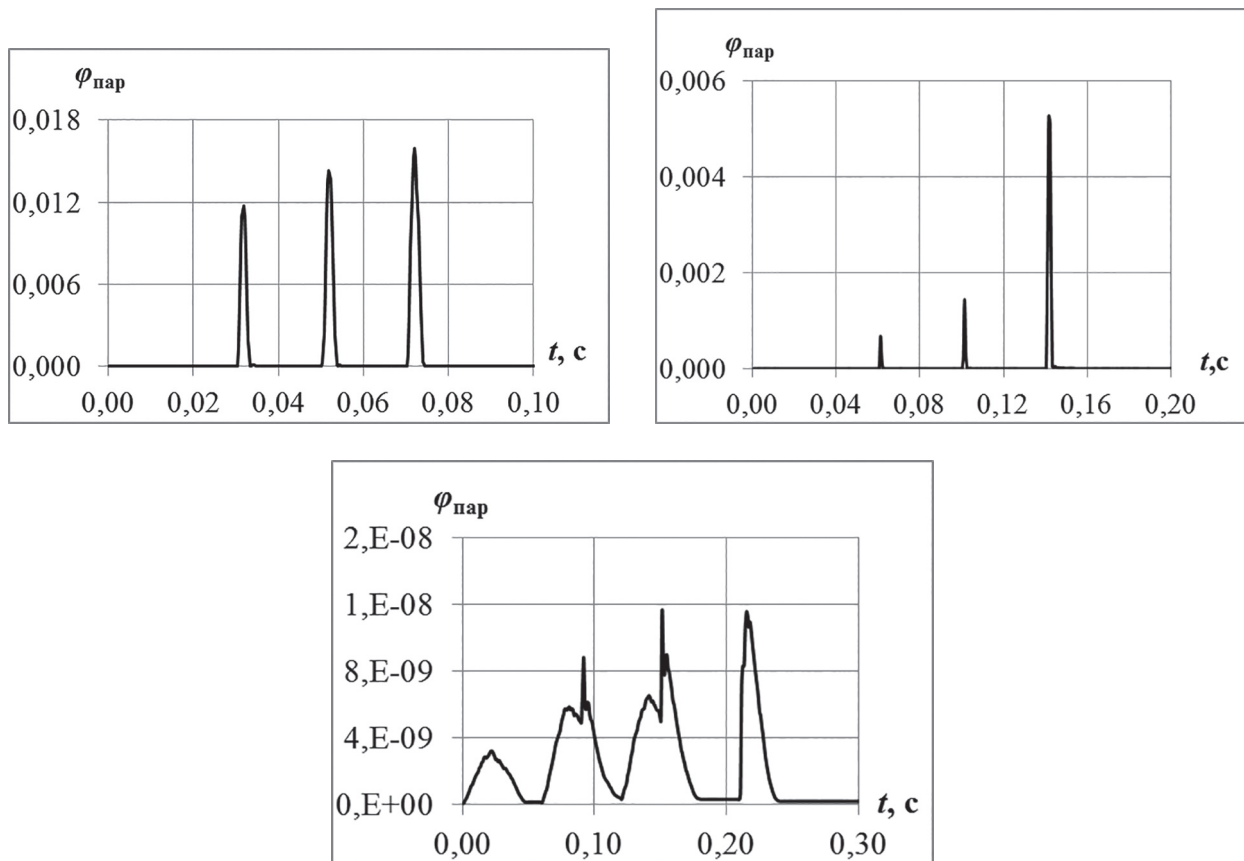


Рис. 11. Относительная объемная доля паров жидкости в зависимости от продолжительности цикла

$S_{hm} = \pi d^2/4$, $\rho = 855 \text{ кг/м}^3$, $\mu = 0,088 \text{ Па}\cdot\text{с}$. Изменение площади поперечного сечения S_h и значение периметра $P_{сж}$ для квазистационарной модели были взяты из результатов численного моделирования.

На рис. 12 видно, что в расчетах по разработанной квазистационарной модели нет колебаний скорости, полученных в численном моделировании, причем график, полученный по ней, представляет собой некое осреднение этих колебаний. На рис. 13 показаны результа-

ты численных экспериментов для времени продолжительности цикла 0,2 с и 0,3 с. При времени цикла 0,2 с колебания незначительны, а при 0,3 с их практически нет. Таким образом, разработанную квазистационарную модель можно применять, когда нет слишком быстрого движения выжимных элементов, которое приводит к возникновению колебаний и кавитации. В рассматриваемом случае квазистационарную модель можно применять, если время цикла не меньше 0,3 с. Можно предположить,

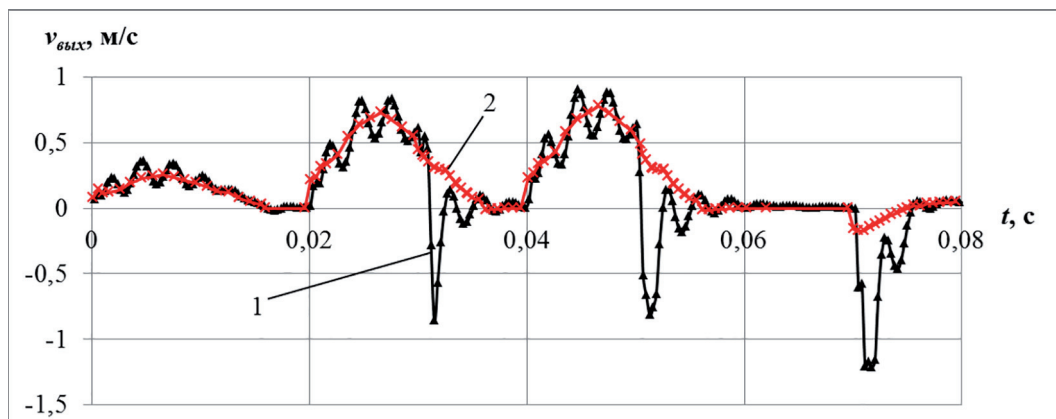


Рис. 12. Сравнение результатов численного моделирования (1) и расчетов по квазистационарной модели (2) для продолжительности цикла 0,1 с

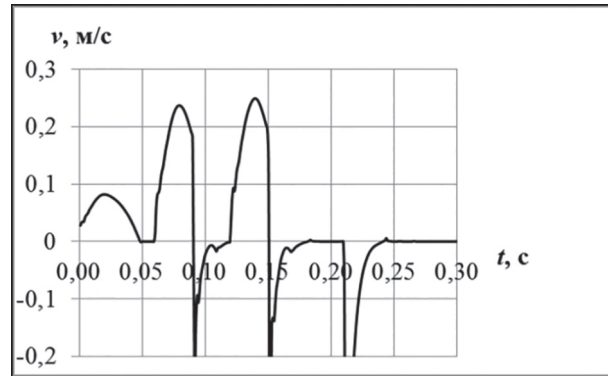
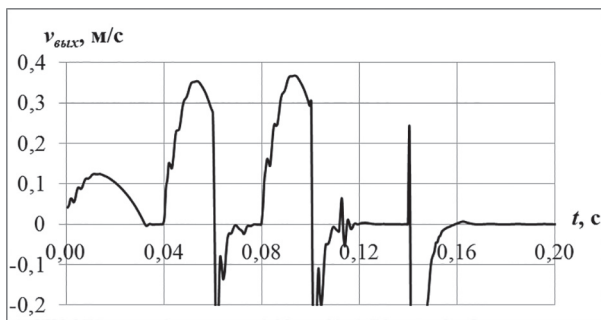


Рис. 13. Результаты численных экспериментов для времени цикла 0,2 с и 0,3 с

что получающиеся колебания значений скорости и кавитация связаны между собой и возникают при одних и тех же условиях.

На рис. 14 показано сравнение результатов расчетов для времени цикла 0,4 с, когда отсутствуют кавитация и колебания скорости. Расчеты по квазистационарной модели хорошо совпадают с результатами численного моделирования, кроме промежутков времени, в которые выжимные элементы двигаются одновременно, что свя-

зано с принятыми в разработанной квазистационарной модели допущениями.

На рис. 15 представлено сравнение полученных для этого случая расчетных напорных характеристик рассматриваемого перистальтического насоса. Вследствие получающихся больших осредненных по времени скоростей и давлений характеристика, построенная по квазистационарной модели, лежит выше полученной при численном моделировании.

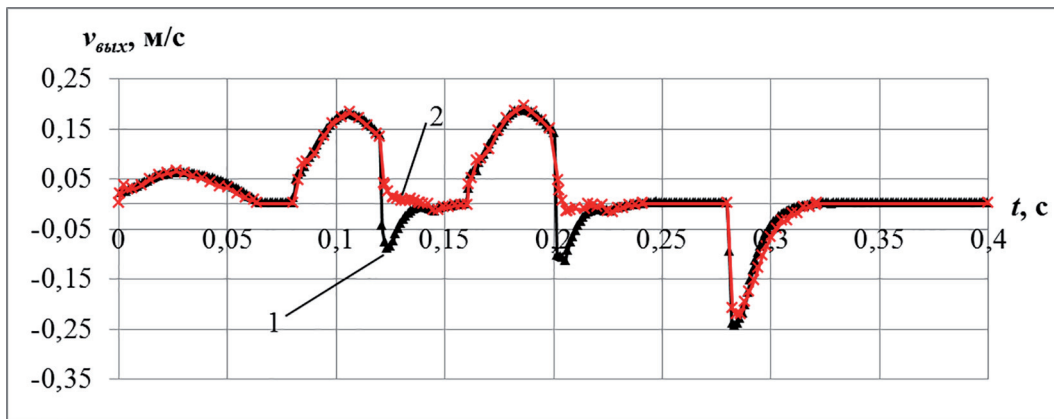


Рис. 14. Сравнение результатов численного моделирования (1) и расчетов по квазистационарной модели (2) для времени цикла 0,4 с

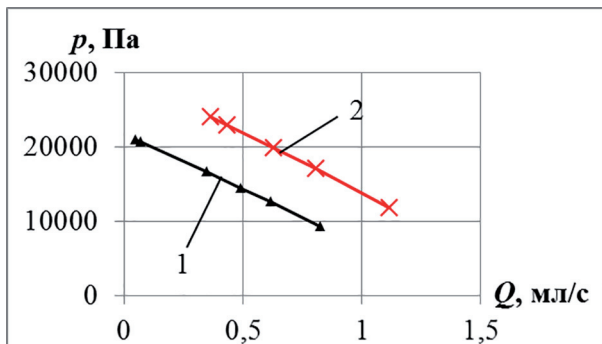


Рис. 15. Напорная характеристика перистальтического насоса:

- 1 – по результатам численного моделирования;
- 2 – в результате расчета по квазистационарной модели

Выводы

На основе полученных результатов можно прийти к заключению, что разработанная квазистационарная модель расчета характеристики перистальтического насоса линейного типа может применяться на практике, но с некоторыми ограничениями. Частота срабатывания выжимных элементов и скорость их движения должны быть достаточно малы, чтобы в насосе не возникало кавитации и колебаний скоростей и давлений, а вязкость перекачиваемой жидкости должна быть не менее 40 мПа·с.

Кроме того, разработанная квазистационарная модель дает погрешность в случаях, когда есть движение сразу двух выжимных элементов.

В дальнейшем планируется провести оценку причин расхождения напорных характеристик, полученных по квазистационарной модели и в результате численного моделирования, а также разработать способы минимизации этого расхождения.

Литература

1. Aitavade E.N., Patil S.D., Kadam A.N., Mulla T.S. An Overview of Peristaltic Pump Suitable For Handling of Various Slurries and Liquids // Second International Conference on Emerging Trends in Engineering. – Jaysingpur: Dr.J.J.Magdum College of Engineering,, 2005. P. 19–24.
2. Левицкий А.А., Левицкая З.В., Ситников А.М. Компоненты микросистемной техники. Лабораторный практикум. – Красноярск: СФУ, 2007. – 85 с.
3. Михеев А.Ю. Исследование характеристики и повышение надежности насосов перистальтического принципа действия: дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2004. 168 с.
4. Кускова М.А. Гидравлические характеристики перистальтических насосов // Нефтяное хозяйство. 2008. № 1. С. 104–106.
5. Mansow M.F. Design and prototyping a peristaltic pump: a report submitted in partial fulfillment of the requirements for the award of the degree of Bachelor of Mechanical Engineering. Universiti Malaysia Pahang, 2008.
6. Faraji A., Razavi M., Fatourae N. Linear peristaltic pump device design // Applied Mechanics and Materials. 2014. Vol. 440. P. 199–203.
7. Bar-Cohen Y., Chang Z. Piezoelectrically Actuated Miniature Peristaltic Pump // Proceedings of the SPIE Smart Structures Conference. Newport Beach, CA, 2000. Vol. 3992, paper No. 02. 8 p. DOI: 10.1117/12.388190
8. Гришин А.И. Расчет подачи перистальтического насоса с учетом неустановившегося характера течения // Гидропневмоавтоматика и гидропривод – 2015: сборник научных трудов / под ред. д-ра техн. наук Е.М. Халатова – Ковров: ФГБОУ ВПО «КГТА им. В.А. Дегтярева», 2015. С. 183–195.
9. Гришин А.И., Шейпак А.А. Моделирование работы перистальтического насоса линейного типа с учетом упругих свойств рабочего органа насоса // Гидравлика. Электрон. Журн. 2016. № 2. С. 115–130
10. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Основы механики жидкости и газа: учебник. – 6-е изд., испр. и доп. М. ИНФРА-М, 2017. 272 с.
11. Лепешкин А.В., Михайлин А.А. Гидравлика машиностроительных гидросистем: учебник. М.: изд. ЦКТ, 2013. 280 с.

References

1. Aitavade E.N., Patil S.D., Kadam A.N., Mulla T.S. An Overview of Peristaltic Pump Suitable For Handling of Various Slurries and Liquids // Second International Conference on Emerging Trends in Engineering. – Jaysingpur: Dr.J.J.Magdum College of Engineering,, 2005. P. 19–24.
2. Levickij A.A., Levickaya Z.V., Sitnikov A.M. *Komponenty mikrosistemnoj tekhniki. Laboratornyj praktikum* [Components of microsystem technology. Laboratory practical work.]. Krasnoyarsk: SFU Publ., 2007. 85 p.
3. Miheev A.YU. *Issledovanie harakteristiki i povyshenie nadezhnosti nasosov peristal'ticheskogo principa dejstviya*: dis. ... kand. tekhn. nauk [Study of the characteristics and improvement of reliability of peristaltic action pumps: dissertation for degree of Candidate of Technical Sciences]. Ufa, 2004. 168 p.
4. Kuskova M.A. Hydraulic characteristics of peristaltic pumps. *Neftyanoe hozyajstvo*. 2008. No 1, pp. 104–106 (in Russ.).
5. Mansow M.F. Design and prototyping a peristaltic pump: a report submitted in partial fulfillment of the requirements for the award of the degree of Bachelor of Mechanical Engineering. Universiti Malaysia Pahang, 2008.
6. Faraji A., Razavi M., Fatourae N. Linear peristaltic pump device design // Applied Mechanics and Materials. 2014. Vol. 440. P. 199–203.
7. Bar-Cohen Y., Chang Z. Piezoelectrically Actuated Miniature Peristaltic Pump // Proceedings of the SPIE Smart Structures Conference. Newport Beach, CA, 2000. Vol. 3992, paper No. 02. 8 p. DOI: 10.1117/12.388190
8. Grishin A.I. Calculation of the flow of a peristaltic pump based on the unsteady nature of the flow. *Gidropnevmoavtomatika i gidroprivod*. 2015: sbornik nauchnyh trudov pod red. d-ra tekhn. nauk E.M. Halatova. Kovrov: FGBOU VPO «KGTA im. V.A. Degtyareva» Publ., 2015, pp. 183–195 (in Russ.).
9. Grishin A.I., Shejpak A.A. Simulation of the operation of a linear type peristaltic pump based on the elastic properties of the pump working member. *Gidravlika. EHlektron. ZHurn*. 2016. No 2, pp. 115–130 (in Russ.).
10. Shejpak A.A. *Gidravlika i gidropnevmoпривод. Osnovy mekhaniki zhidkosti i gaza: uchebник* [Hydraulics and hydropneumatic drive. Fundamentals of fluid and gas mechanics: a textbook]. 6-e izd., ispr. i dop. Moscow: INFRA-M Publ., 2017. 272 p.
11. Lepeshkin A.V., Mihajlin A.A. *Gidravlika mashinostroitel'nyh gidrosistem: uchebник* [Hydraulics of machine-building hydrosystems: a textbook]. Moscow: izd. CKT Publ., 2013. 280 p.

METHOD FOR CALCULATING THE CHARACTERISTICS OF A LINEAR TYPE PERISTALTIC PUMP WITH INCOMPLETE COMPRESSION OF THE WORKING MEMBER

A.I. Grishin

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
foxmcloud@rambler.ru

The introductory part of the work contains brief information about the existing peristaltic pumps and their application areas. Special attention is paid to the use of miniature peristaltic pumps with a linear located tube. For such pumps, there is a sufficient number of experimental studies, but a very limited number of studies are devoted to modeling the flow in such pumps. The aim of the work is to develop a technique for calculating the characteristics of a peristaltic pump with a linear located tube and several squeezing elements that not completely compress it in the transverse direction, based on a quasi-stationary model and verifying the applicability of the developed model by numerical modeling. A quasistationary model is obtained by compiling the Bernoulli equation for the instantaneous velocities and pressures for the current movements of the squeeze element. To evaluate the limitations of the applicability of the quasi-stationary model, numerical experiments were performed in the STAR-CCM + program taking into account the possibility of cavitation, for which the Eulerian polyphase model was used. Numerical experiments have shown that cavitation takes place at intervals when the pump discharge member returns to its initial position and the pressure in the compression area decreases. From a comparison of calculations with different pump cycle times, it is established that cavitation is essential only if the squeeze elements move too fast and the pump cycle time is sufficiently short. It was also found that fluctuations in fluid velocity within the pump are observed under the same conditions as cavitation. Comparison of the results of numerical simulation and calculations using a quasi-stationary model has shown that the calculations give an error in the time intervals when there is a simultaneous movement of pump squeeze elements. As a result of the analysis of the obtained results, it is concluded that the developed quasi-stationary model can be used for calculations if the viscosity of the pumped liquid is not less than 40 mPa · s and if the pump operating frequency is sufficiently small that the pump does not experience the specified cavitation and speed fluctuations.

Keywords: peristaltic pump, Bernoulli equation, laminar flow, cavitation.