

ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ЭЖЕКЦИИ В ЖИДКОСТНОМ СТРУЙНОМ НАСОСЕ

Е.К. Спиридонов, А.А. Дурасов

Предложена уточненная физико-математическая модель рабочего процесса струйного насоса. На её основе рассчитаны и проанализированы характеристики рабочего процесса при запуске струйного насоса. Показано, что выход эжектора на стационарный режим работы сопровождается выбросом жидкости в приёмную камеру насоса на начальной стадии переходного процесса, а при определённом наборе параметров коэффициенты эжекции, достигнутые в переходном процессе, значительно превышают таковые при установившемся режиме работы устройства.

Среди гидро- и газодинамических машин струйные насосы (эжекторы) принадлежат к числу наиболее распространённых. Если учесть, что эжекторы, выполняя определённые технологические функции, работают в гидросистемах, как правило, непрерывно и длительное время, то даже незначительное повышение их эффективности приводит в итоге к существенной экономии энергии и рабочей среды (жидкой или газообразной).

Эффективное применение струйного насоса в гидросистемах требует глубокого знания гидродинамики рабочего процесса, статических и динамических характеристик аппарата. К настоящему времени для стационарных (неизменяемых во времени) режимов работы создана достаточно корректная теория эжекционных устройств с жидкими активной и пассивной средами [1–3]. Однако в большинстве гидросистем эжекторы продолжительное время работают в нестационарных условиях, например, при запуске системы или в процессе ее регулирования.

Одной из первых и содержательных работ, посвящённых моделированию нестационарной эжекции, является статья [4]. В ней анализируется физический процесс, происходящий в эжекторе при импульсно периодическом течении активной среды.

Одномерная физико-математическая модель нестационарной эжекции, полученная на основе уравнений баланса расходов и энергии потоков жидкости в смесительной камере, а также уравнений Бернулли для неустановившихся потоков в соплах и диффузоре, представлена в статье [5]. Однако эта модель требует уточнения по причине того, что в ней не учитывается знакопеременное течение жидкости на начальном этапе работы насоса. Наряду с этим заметим, что в данной публикации отсутствует численный анализ рабочего процесса эжектора при неустановившемся режиме его работы.

Исходя из вышеизложенного, составим уточнённую физико-математическую модель нестационарной эжекции и на её основе выполним численный анализ рабочего процесса в струйном насосе.

Принципиальная схема эжектора приведена на рис. 1. Струя активной (высоконапорной) жидкости устремляется из сопла 1 в рабочую камеру 3 и увлекает за собой пассивную (низконапорную) жидкость из приёмной камеры 2. В рабочей камере активная струя, смешиваясь с пассивным потоком, передает ему часть своей энергии. В результате полный напор (удельная механическая энергия) у активного потока снижается, а у пассивного растёт. В диффузоре 4 скоростной напор потока смеси частично преобразуется в статический.

В связи со сложностью гидромеханического процесса, происходящего в проточной части струйного насоса при неустановившемся режиме его работы, математическую модель нестационарной эжекции составим для упрощённой физической модели явления, основанной на следующих допущениях: срез сопла располагается во входном сечении цилиндрической рабочей камеры смешения (см. рис. 1), активная и пассивная жидкости являются несжимаемыми и однородными, процесс смешения сред целиком завершается к выходному сечению смесительной камеры, мгновенные поля скоростей на срезе сопла, границах камеры смешения и диффузора являются равномерными [5–7].

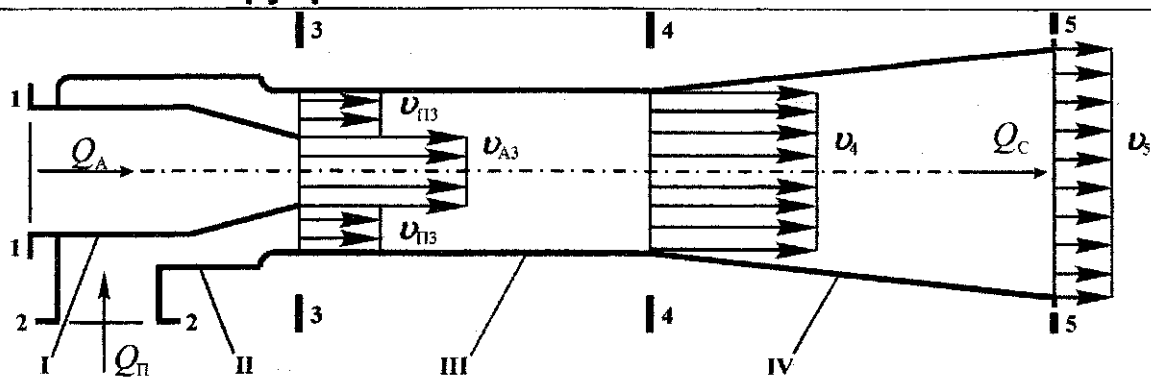


Рис. 1. Принципиальная схема насоса: I – сопло; II – приёмная камера; III – камера смешения; IV – диффузор

В работе [5] на основе уравнений баланса расходов и механической энергии в смешительной камере при неустановившемся истечении было получено выражение для повышения давления в смешительной камере аппарата:

$$p_4 - p_3 = \rho \cdot v_4 \left(\frac{v_{A3} \cdot Q_A + v_{П3} \cdot Q_П}{Q_c} - v_4 \right) - \xi_{34} \cdot \frac{\rho \cdot v_4^2}{2} - \rho \cdot l_{34} \cdot \frac{\rho \cdot dv_4}{dt}, \quad (1)$$

где ξ_{34} , l_{34} – коэффициент гидравлического сопротивления и инерционная длина рабочей камеры; v_{A3} , $v_{П3}$, v_4 – скорости активного и пассивного потоков в сечении 3–3 и скорость потока смеси в сечении 4–4 соответственно.

Уравнения Бернулли для нестационарных потоков жидкости в соплах и диффузоре [8] имеют вид

$$\bar{p}_1 = p_3 + (1 + \xi_{13}) \cdot \frac{\rho \cdot v_{A3}^2}{2} + \rho \cdot l_{1-3} \cdot \frac{dv_{A3}}{d\tau}, \quad (2)$$

$$\bar{p}_5 = p_4 + (1 - \xi_{45}) \cdot \frac{\rho \cdot v_4^2}{2} - \rho \cdot l_{1-3} \cdot \frac{dv_4}{d\tau}. \quad (3)$$

Здесь p_i – статическое давление в живом сечении проточной части эжектора; $i = 1 \dots 5$ – номер сечения на принципиальной схеме (см. рис. 1); $\bar{p}_i = p_i + 0,5 \cdot \rho \cdot v_i^2$ – полное давление потока жидкости перед соплом (в сечении $i = 1$) и на выходе диффузора (в сечении $i = 5$); v_i – средняя по сечению скорость движения жидкости в подводящей (сечение $i = 1$) и отводящей (сечение $i = 5$) гидролиниях; ρ – плотность жидкости; ξ_{13} , ξ_{45} – коэффициенты гидравлического сопротивления активного сопла и диффузора струйного насоса; l_{1-3} и l_{4-5} – инерционные длины соплового устройства и диффузора соответственно.

Полное давление неустановившегося потока на входе в приёмную камеру \bar{p}_2 зависит от направления течения жидкости и находится по уравнению Бернулли:

– для случая течения жидкости из приёмной камеры в смешительную

$$\bar{p}_2 = p_3 + (1 + \xi_{23}) \cdot \frac{\rho \cdot v_{П3}^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_{2-3};$$

– для случая течения жидкости из смешительной камеры в приёмную

$$\bar{p}_2 = p_3 + (1 - \xi_{23}) \cdot \frac{\rho \cdot v_{П3}^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_{2-3}.$$

Здесь h_{2-3} – инерционный напор пассивного потока во входном участке смешительной камеры; ξ_{23} , ξ_{32} – коэффициенты гидравлического сопротивления входного участка смешительной камеры (пассивного сопла) струйного насоса при течении жидкости из приёмной камеры в смешительную и наоборот соответственно, в дальнейших расчётах примем коэффициенты ξ_{23} и ξ_{32} одинаковыми.

Объединив последние два уравнения в одно, получим выражение полного давления в приёмной камере:

$$\bar{p}_2 = p_3 + \frac{\rho \cdot v_{п3}^2}{2} + \xi_{23} \cdot \frac{\rho \cdot v_{п3}}{2} \cdot |v_{п3}| + \rho \cdot g \cdot h_{2-3}. \quad (4)$$

Выразим из уравнения (4) давление p_3 на входе в камеру смешения через полное давление \bar{p}_2 пассивного потока перед эжектором, а из уравнения (3) давление p_4 на выходе камеры через полное давление \bar{p}_5 потока смеси за эжектором. При этом инерционным напором h_{2-3} пассивного потока во входном участке смесительной камеры пренебрежем. Полученные соотношения подставим в выражение (1). После преобразований приходим к дифференциальному уравнению

$$\bar{p}_5 - \bar{p}_2 = \Omega \cdot \rho \cdot v_{A3}^2 + \frac{\rho \cdot v_{п3}^2}{2} \cdot [1 - 2 \cdot \Omega] - \xi_{23} \cdot \frac{\rho \cdot v_{п3}}{2} \cdot |v_{п3}| - \frac{\rho \cdot v_4^2}{2} \cdot (1 + \xi_{35}) - \rho \cdot (l_{34} + l_{45}) \cdot \frac{dv_4}{dt}, \quad (5)$$

которое устанавливает взаимосвязь между повышением полного давления в эжекторе ($\bar{p}_5 - \bar{p}_2$) и кинематикой потоков во входном ($i = 3$) и выходном ($i = 4$) сечениях смесительной камеры аппарата, а также его геометрическими параметрами Ω , l_{34} и l_{45} . Величина $\xi_{35} = \xi_{34} + \xi_{45}$ – суммарный коэффициент гидравлического сопротивления рабочей камеры и диффузора. Относительная площадь сопла $\Omega = A_C / A_3$ – отношение площадей среза сопла и нормального сечения смесительной камеры.

Наконец, почленно вычитая из уравнения (2) уравнение (4) и пренебрегая, как и прежде, инерционным напором h_{2-3} , получим выражение для перепада полных давлений активного и пассивного потоков перед эжектором:

$$\bar{p}_1 - \bar{p}_2 = (1 + \xi_{13}) \cdot \frac{\rho \cdot v_{A3}^2}{2} - \frac{\rho \cdot v_{п3}^2}{2} - \xi_{23} \cdot \frac{\rho \cdot v_{п3}}{2} \cdot |v_{п3}| + \rho \cdot l_{13} \cdot \frac{dv_{A3}}{dt}. \quad (6)$$

Уравнения (5) и (6) в рамках принятых допущений описывают рабочий процесс в струйном насосе при неустановившемся режиме его работы.

Динамические характеристики нестационарной эжекции удобно анализировать в безразмерных координатах. Для этого уравнения (5) и (6) приведем к безразмерному виду. В качестве базовых величин примем инерционную длину l_{13} канала активного потока, площадь поперечного сечения смесительной камеры A_3 , скорость установившегося истечения активной жидкости из сопла в смесительную камеру при давлении на срезе сопла, равном полному давлению \bar{p}_2 пассивного потока перед эжектором

$$U = \sqrt{\frac{2 \cdot (\bar{p}_1 - \bar{p}_2)}{\rho \cdot (1 + \xi_{13})}}.$$

Уравнения (5) и (6) после преобразований и перехода к безразмерным величинам сведутся к следующим системам дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} 2 \cdot \frac{d\varphi_{A3}}{d\tau} = (1 + \xi_{13}) \cdot (1 - \varphi_{A3}^2) + \varphi_{п3}^2 + \xi_{23} \cdot \varphi_{п3} \cdot |\varphi_{п3}|; \\ 2 \cdot \chi \cdot \frac{d\varphi_4}{d\tau} = -h \cdot (1 + \xi_{13}) + 2 \cdot \Omega \cdot \varphi_{A3}^2 - \varphi_4^2 \cdot (1 + \xi_{35}) + \varphi_{п3}^2 (1 - 2 \cdot \Omega) - \xi_{23} \cdot \varphi_{п3} \cdot |\varphi_{п3}|; \\ \varphi_4 = \Omega \cdot \varphi_{A3} + (1 - \Omega) \cdot \varphi_{п3} \end{cases} \quad (7)$$

и

$$\begin{cases} h = \frac{2\Omega + (\alpha^2(1 - 2\Omega) - \xi_{23}\alpha|\alpha|) \left(\frac{\Omega}{1 - \Omega}\right)^2 - \Omega^2(1 + \xi_{35})(1 + \alpha)^2 - \frac{2\Omega \cdot \chi}{q^2} \left[(1 + \alpha) \frac{dq}{d\tau} + q \frac{d\alpha}{d\tau} \right]}{1 + \xi_{13} + \frac{2}{q^2} \cdot \frac{dq}{d\tau} - \left(\frac{\alpha \cdot \Omega}{1 - \Omega}\right)^2 - \xi_{23} \cdot \alpha \cdot |\alpha| \cdot \left(\frac{\Omega}{1 - \Omega}\right)^2}, \\ 2 \cdot \frac{dq}{d\tau} = 1 + \xi_{13} - q^2 \cdot \left[1 + \xi_{13} - \left(\frac{\alpha \cdot \Omega}{1 - \Omega}\right)^2 - \xi_{23} \cdot \alpha \cdot |\alpha| \cdot \left(\frac{\Omega}{1 - \Omega}\right)^2 \right]. \end{cases} \quad (8)$$

Расчет и конструирование

Здесь $\tau = t \cdot U / l_{13}$ – относительное время; $\chi = (l_{34} + l_{45}) / l_{13}$ – отношение суммы инерционных длин смесительной камеры и диффузора к инерционной длине сопла; $\varphi_{A3} = v_{A3} / U$, $\varphi_4 = v_4 / U$, $\varphi_{П3} = v_{П3} / U$ – относительные скорости активного и пассивного потоков в сечении 3–3, а также потока смеси в выходном сечении 4–4 смесительной камеры струйного насоса (см. рис. 1) соответственно; $q = Q_A / (A_C \cdot U)$ – относительный расход активного потока; $\alpha = Q_{П} / Q_A$ – коэффициент эжекции и $h = (\bar{p}_5 - \bar{p}_2) / (\bar{p}_1 - \bar{p}_2)$ – относительное повышение полного давления (относительный напор) в эжекторе, основные безразмерные параметры, характеризующие производительность струйного насоса. Третье уравнение системы (7) получено на основании баланса расходов [5, 6].

При установившемся режиме работы струйного насоса производные $dq/d\tau = d\alpha/d\tau = 0$ и система (8) после некоторых преобразований сводится к одному алгебраическому уравнению, описывающему в безразмерных координатах процесс стационарной эжекции [3]:

$$h = \frac{2\Omega + (1 - 2\Omega - \xi_{23}) \cdot \left(\frac{\alpha \cdot \Omega}{1 - \Omega}\right)^2 - \Omega^2 (1 + \xi_{35}) \cdot (1 + \alpha)^2}{1 + \xi_{13} - \left(\frac{\alpha \cdot \Omega}{1 - \Omega}\right)^2 \cdot (1 + \xi_{23})} \quad (9)$$

Зависимости (7) позволяют определить относительные скорости активного и пассивного потоков в сечении 3–3, а также потока смеси в выходном сечении 4–4 смесительной камеры струйного насоса. Система дифференциальных уравнений (8) позволяет рассчитать безразмерные динамические характеристики, а уравнение (9) – безразмерные статические характеристики жидкостного струйного насоса.

Статические напорные характеристики жидкостного эжектора показаны на рис. 2. Они построены при нескольких относительных площадях сопла Ω и фиксированных коэффициентах сопротивления: сопла $\xi_{13} = 0,1$; входного участка камеры смешения $\xi_{23} = 0,1$; смесительной камеры и диффузора $\xi_{35} = \xi_{34} + \xi_{45} = 0,18$. Видно, что с увеличением коэффициента эжекции относительный напор h снижается вплоть до нуля при достижении максимальной величины α .

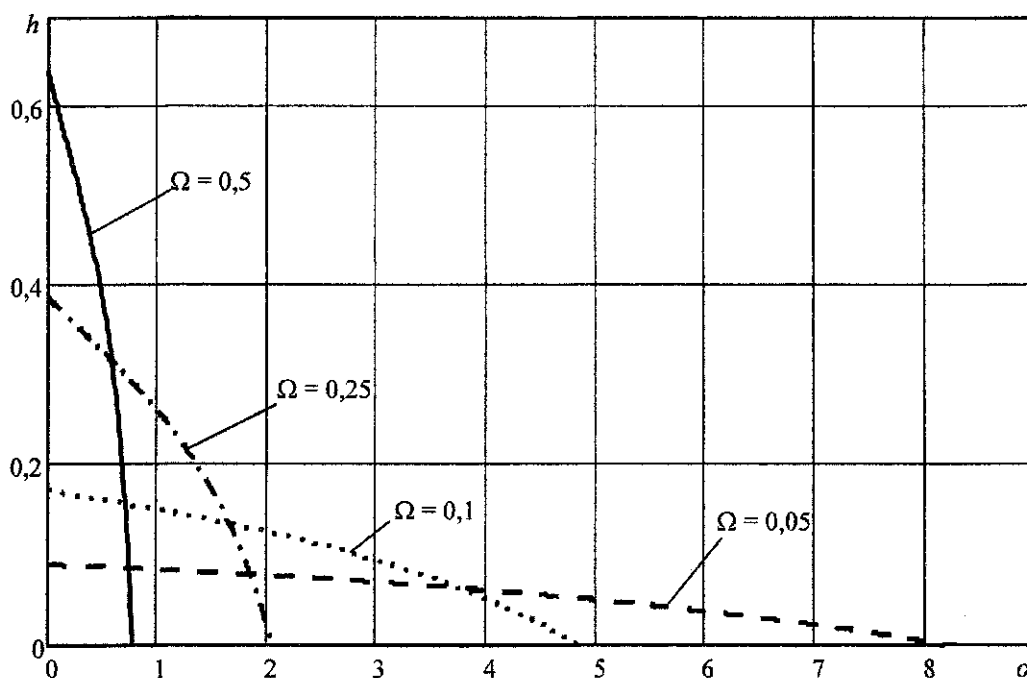


Рис. 2. Статические безразмерные характеристики струйного насоса

Закономерности изменения относительных скоростей потоков жидкости в проточной части аппарата при прежних значениях коэффициентов потерь ξ_{13} , ξ_{23} , ξ_{35} в элементах проточной части приведены на рис. 3, 4. Они иллюстрируют в безразмерных координатах переходный про-

цесс, связанный с выходом эжектора на стационарный режим при внезапном нагружении его относительным напором $h = 0,08$. Причем этот напор принят удовлетворяющим всему диапазону значений геометрического параметра Ω на основании статической характеристики аппарата, представленной выше. Сопоставляя графики, видим, что по истечении переходного процесса относительные скорости активного, пассивного и смешанного потоков приближаются к значениям, соответствующим установившемуся режиму работы. Отрицательные значения относительной скорости пассивного потока обусловлены выбросом части жидкости из смесительной камеры в приемную, поскольку на начальной стадии переходного процесса разгон инертной массы в камере смешения и диффузоре отстает от разгона активной жидкости в сопловом устройстве.

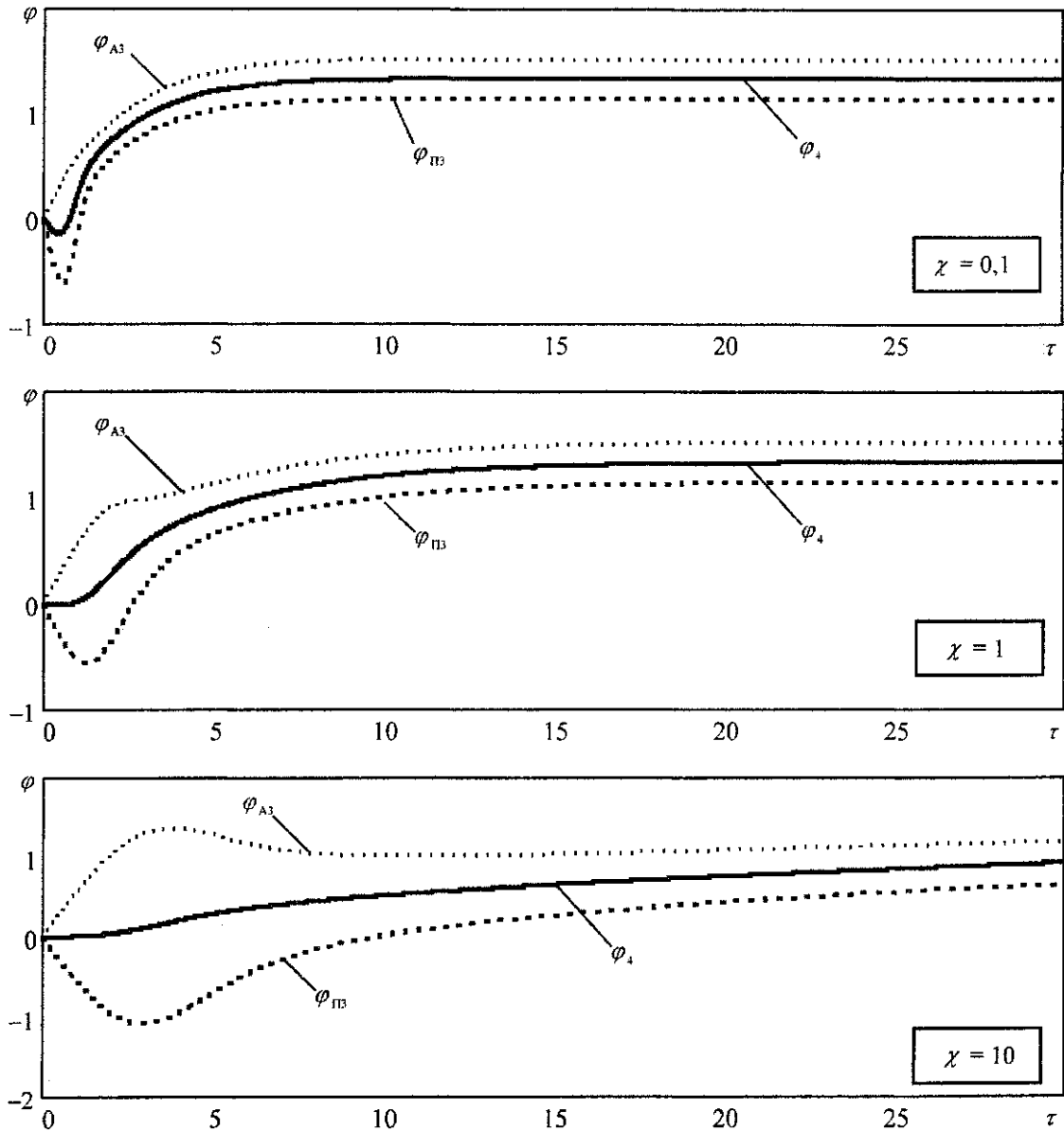


Рис. 3. Влияние отношения инерционных длин проточной части аппарата на относительные скорости потоков жидкости в эжекторе

Влияние отношения инерционных длин проточной части аппарата χ на относительные скорости потоков жидкости в проточной части аппарата показано на рис. 3. Величина относительной площади сопла при этом постоянна и равна $\Omega = 0,5$. При сопоставлении графиков видно, что с ростом χ на кривой $\varphi_{A3} = f(\tau)$ в период разгона появляются максимумы, и одновременно увеличивается время переходного процесса. Это явление объясняется тем, что возрастает масса жидкости, находящаяся в рабочей камере аппарата по отношению к массе жидкости в сопловом

Расчет и конструирование

устройстве, и, соответственно, увеличивается время динамического воздействия струи активного потока необходимого, для разгона потока смеси.

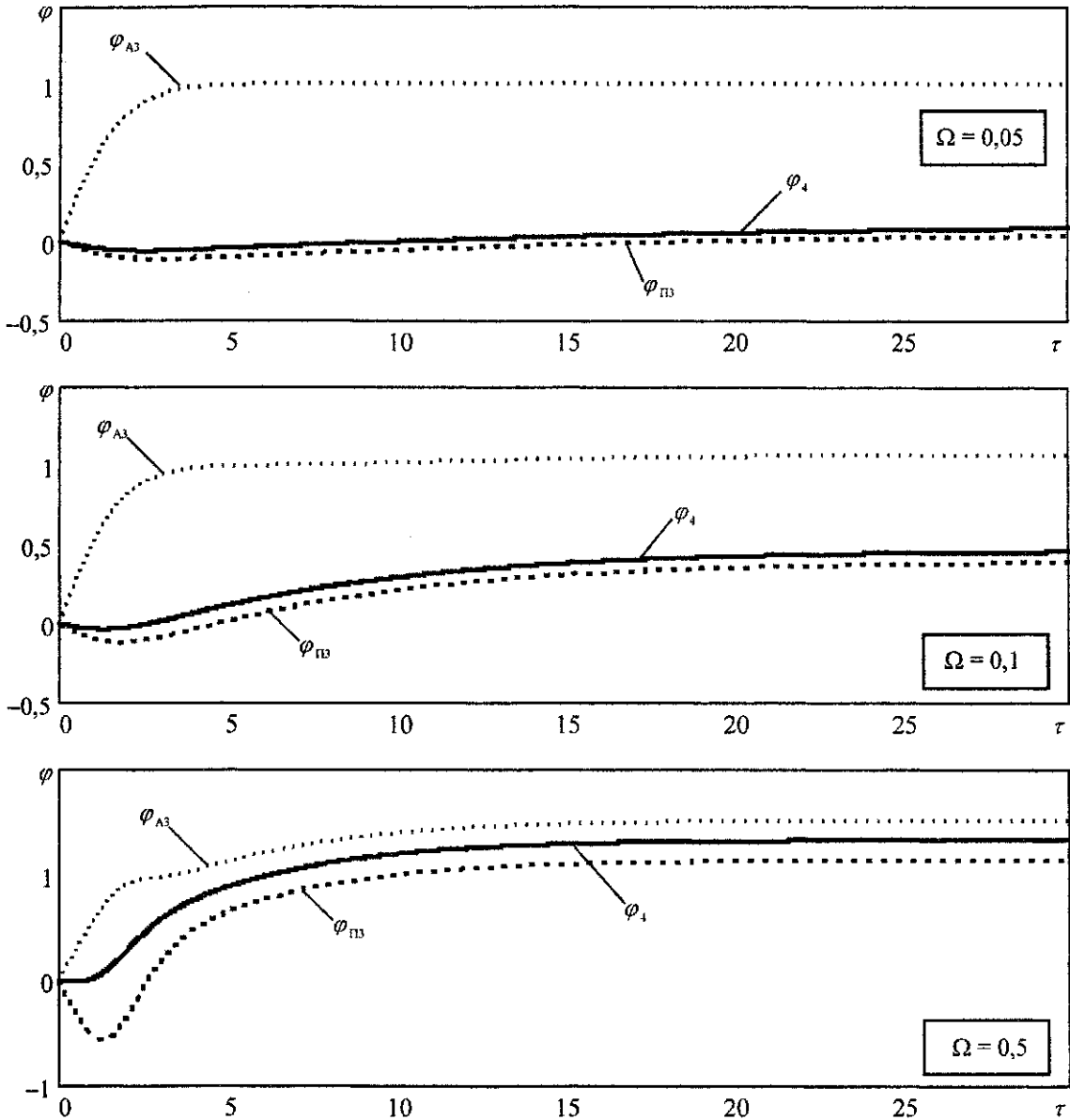


Рис. 4. Влияние относительной площади сопла насоса на относительные скорости потоков жидкости

Влияние относительной площади сопла Ω на относительные скорости потоков жидкости в проточной части аппарата представлено на рис. 4. Величина отношения инерционных длин при этом постоянна и равна $\chi = 1$. Из сопоставления графиков следует, что с ростом Ω существенно сокращается время переходного процесса и происходит рост стационарных значений относительных скоростей активного, пассивного и смешанного потоков. Это явление объясняется тем, что с ростом Ω увеличивается площадь динамического воздействия потока струи активного потока на поток смеси, следовательно, требуется меньшее время динамического воздействия струи активного потока на поток смеси для его разгона до стационарных значений.

На рис. 5, 6 показаны коэффициенты эжекции аппарата в зависимости от относительного времени τ при тех или иных значениях геометрических параметров Ω и χ . Рис. 8, 9 иллюстрируют зависимость относительного расхода q активного потока от безразмерного времени τ . Значения коэффициентов потерь ξ_{13} , ξ_{23} , ξ_{35} в элементах проточной части и относительный напор $h = 0,08$ остались прежними. Сопоставляя характеристики аппарата, видим, что по истечении переходного процесса коэффициент эжекции и относительный расход активного потока приближаются к значениям, соответствующим установившемуся режиму работы аппарата.

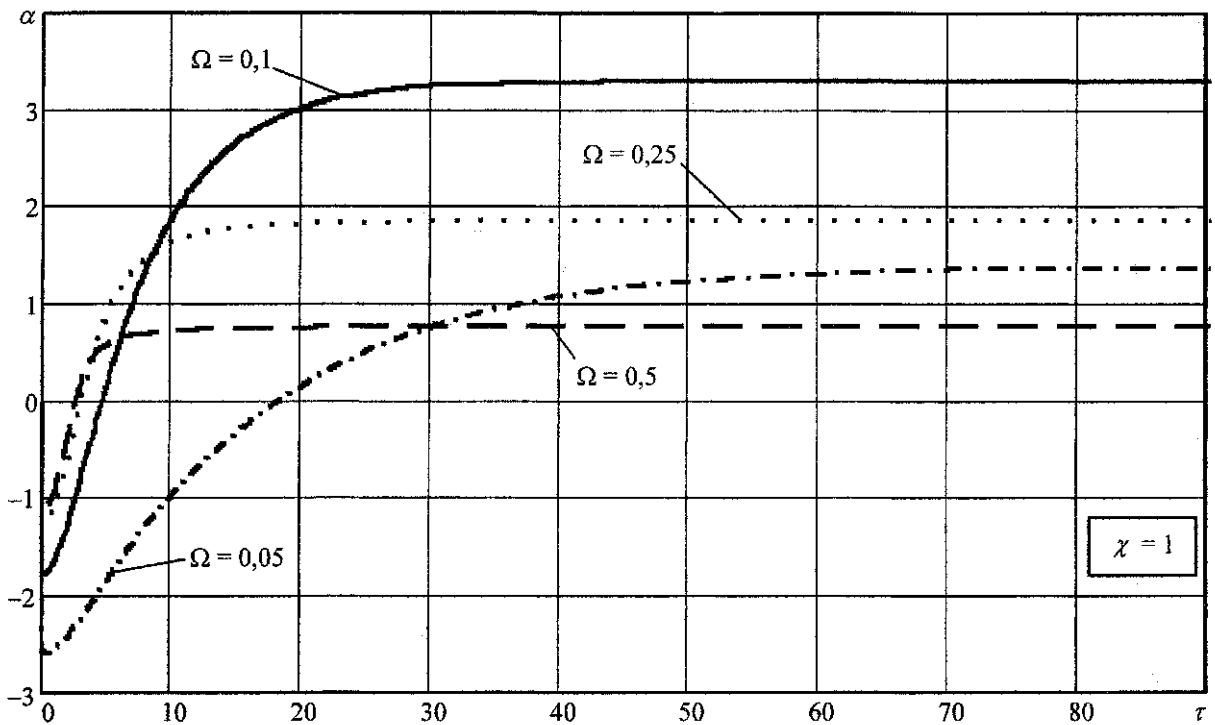


Рис. 5. Влияние относительной площади сопла на коэффициент эжекции

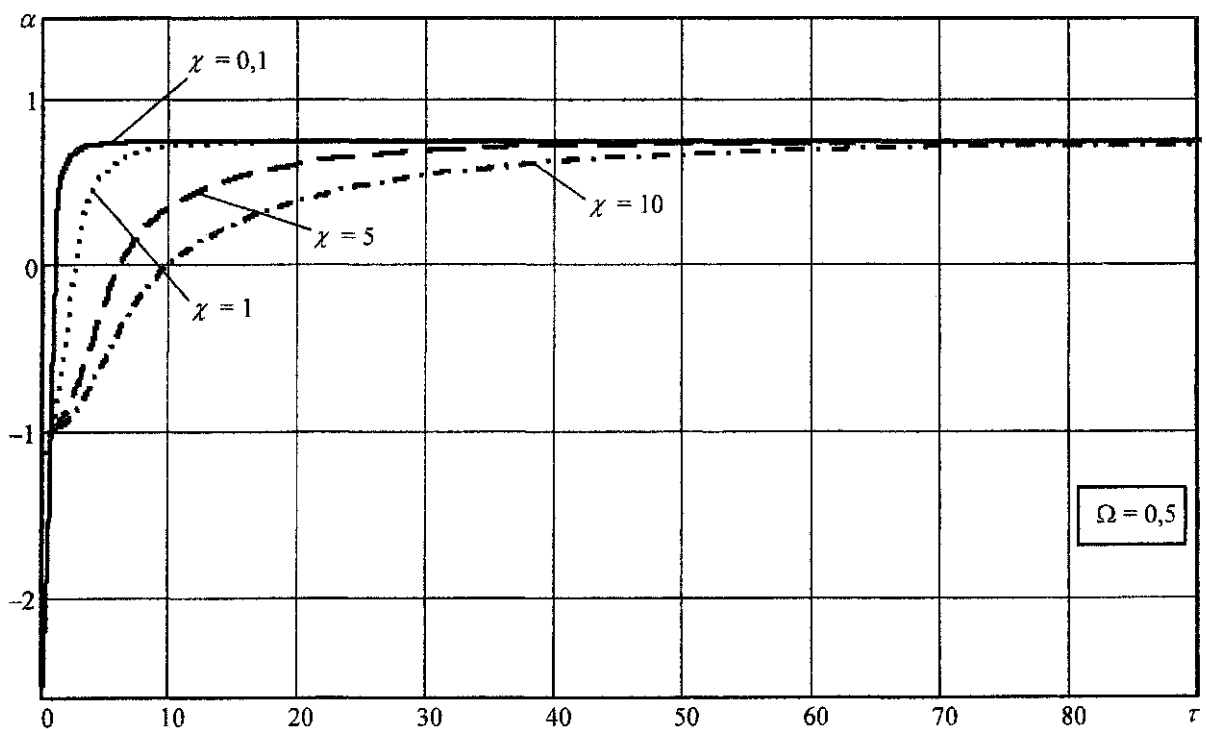


Рис. 6. Влияние отношения инерционных длин проточной части аппарата на коэффициент эжекции

При этом для большинства сочетаний параметров h , Ω , χ коэффициент эжекции α сначала резко уменьшается, принимая отрицательные значения, а затем после прохождения минимума нарастает, меняет знак и, наконец, приближается к стационарному (не изменяемому во времени) значению. Отрицательные коэффициенты эжекции обусловлены отрицательными значениями относительной скорости пассивного потока, природа которых описана выше. Вместе с тем, при

Расчет и конструирование

некотором наборе параметров Ω , и h наблюдаются режимы, при которых кривая $\alpha = f(\tau)$ имеет максимумы, заметно превышающие значения α , соответствующие установившемуся режиму работы аппарата. Например, при $h = 0,55$ коэффициент эжекции после выхода на установившийся режим работы равен 0,192, а максимальное его значение в период разгона составляет 0,31.

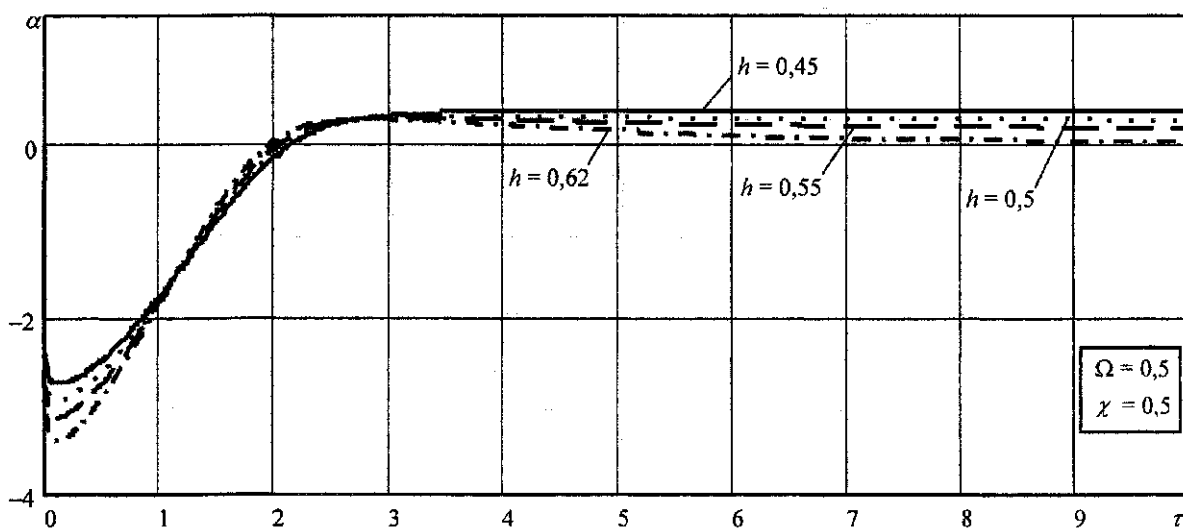


Рис. 7. Влияние относительного напора на коэффициент эжекции в переходном процессе

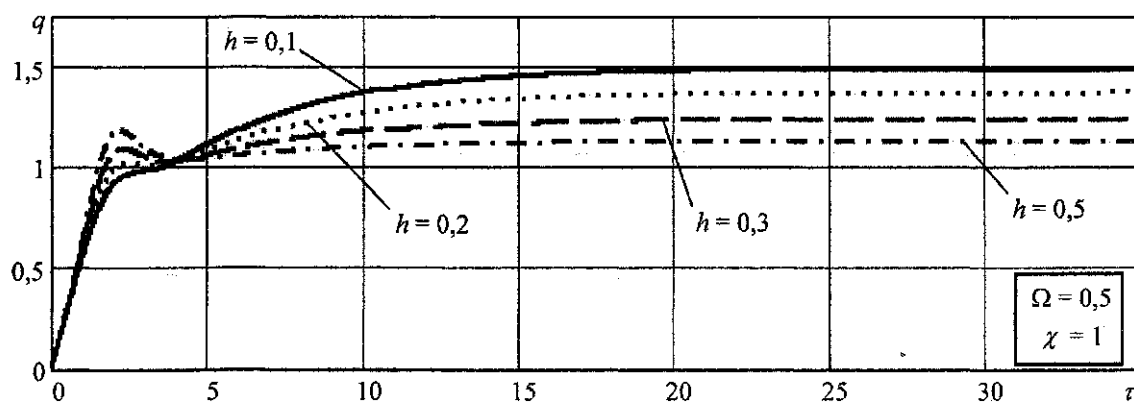


Рис. 8. Влияние относительного напора на относительный расход активного потока

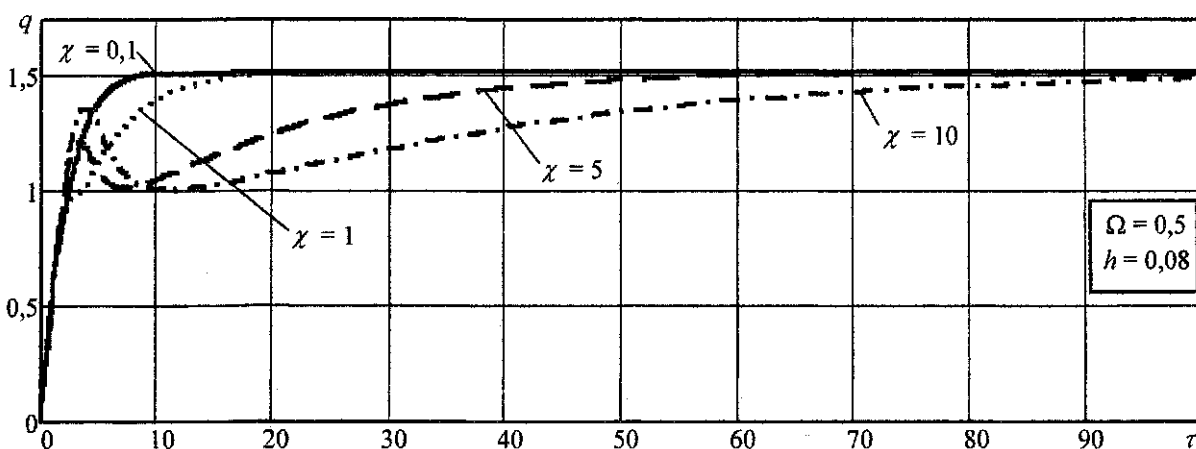


Рис. 9. Влияние отношения инерционных длин на относительный расход активного потока

Вид кривой $q(\tau)$ в значительной степени зависит от параметров h и χ : при их малых значениях переходный процесс является монотонным. С увеличением относительного напора и отношения инерционных длин проточной части эжектора переходный процесс становится колебательным (см. рис. 8, 9).

Выводы

1. Численный анализ динамических характеристик жидкостного эжектора полностью подтверждает наличие выброса жидкости в приёмную камеру насоса на начальном этапе его работы.

2. Статическая напорная характеристика $h = f(\alpha)$ зависит в основном от относительной площади сопла Ω , на динамическую напорную характеристику $h = f(\alpha, \tau)$ вместе с геометрическим параметром Ω существенное влияние оказывает соотношение инерционных длин χ элементов проточной части.

3. Геометрические параметры χ и Ω существенно влияют на продолжительность переходного процесса, которая возрастает как при увеличении соотношения инерционных длин проточной части аппарата, так и при уменьшении относительной площади сопла.

4. При определённых значениях геометрических параметров (Ω и χ) и относительного напора h кривая $\alpha = f(\tau)$ имеет максимумы, заметно превышающие значения α , соответствующие установившемуся режиму работы аппарата. Этот теоретически обнаруженный эффект резкого увеличения коэффициента эжекции струйного аппарата при нестационарных условиях работы может быть многообещающим (при экспериментальном подтверждении), ибо даёт ключ к существенному увеличению производительности эжекторов.

Данная работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Челябинской области.

Список литературы

1. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты. – 3-е изд., перераб. / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
2. Лямаев, Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки / Б.Ф. Лямаев. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1988. – 256 с.
3. Темнов, В.К. Расчёт и проектирование жидкостных эжекторов: учебное пособие / В.К. Темнов, Е.К. Спиридонов. – Челябинск: ЧПИ, 1984. – 44 с.
4. Подвидз, Л.Г. Эжектирование жидкости при импульсном периодическом течении активной струи / Л.Г. Подвидз, В.В. Калачёв // Динамика пневмогидравлических систем: темат. сб. науч. тр. – Челябинск: ЧПИ, 1985. – С. 52–62.
5. Спиридонов, Е.К. Математическое моделирование нестационарной эжекции в струйном насосе / Е.К. Спиридонов // Вестник ЮУрГУ. Сер. «Машиностроение». – 2003. – Выпуск 3. – № 17. – С. 151–155.
6. Спиридонов, Е.К. Математическая модель и характеристики нестационарной эжекции в струйном насосе / Е.К. Спиридонов // Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке. Труды Междунар. научно-технической конф. – СПб.: Несто, 2003. – С. 361–365.
7. Спиридонов, Е.К. Гидродинамика нестационарной эжекции / Е.К. Спиридонов // Аэрокосмическая техника и высокие технологии – 2002. Материалы Всероссийской научно-технической конф. / под ред. Ю.В. Соколина и А.А. Чекалина. – Пермь: ПГТУ, 2002. – 249 с.
8. Емцев, Б.Т. Техническая гидромеханика: учебник для вузов по специальности «Гидравлические машины и средства автоматизации». – 2-е изд., перераб. и доп. / Б.Т. Емцев. – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.