

УДК 621.225.7

Е.В. ХАЗЕЕВ; Д.Л. СТАСЕНКО, канд. техн. наук

Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, Республика Беларусь

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО И ПРИКЛАДНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ОБЪЕМНОЙ АДАПТАЦИЕЙ К НАГРУЗКЕ

Важнейшим и сложным этапом исследований переходных процессов является построение математических моделей. В настоящее время исследования, нацеленные на создание данных моделей, а также на изучение и выбор методик построения математических моделей, являются важнейшим и приоритетным направлением в области машиностроения. В настоящей работе рассматриваются вопросы построения теоретического и прикладного моделирования гидравлических систем мобильных машин с адаптацией к нагрузке. Особое внимание в работе уделяется теоретическому моделированию узловым методом построения модели и имитационному моделированию построения модели в программном комплексе Amesim. Предложенный анализ теоретического и прикладного моделирования гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузке позволяет определить наиболее пригодный для использования тип моделирования на начальных этапах проектирования.

Ключевые слова: гидросистема, математическая модель, объемная адаптация к нагрузке

Введение. В области машиностроения в настоящее время все большее значение приобретают теоретические и экспериментальные исследования неустановившихся процессов, в частности исследования, направленные на изучение гидросистем с объемной адаптацией к нагрузке. Данный интерес к нестационарным процессам вызван непрерывно растущими технико-экономическими требованиями к мобильным машинам [1, 2].

Целью работы является сравнение значений, теоретического и прикладного моделирования математической модели гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузке.

Основная часть. Создание блок-схемы построения математической модели. Для определения алгоритма

динамического расчета исследуемой системы создадим ее блок-схему построения (рисунок 1), которая состоит из 19 блоков, где вырабатывается последовательность действий для создания математической модели [3].

В блоках 1–3 осуществляется ввод исходных данных, описывающих параметры всех элементов, входящих в систему, за исключением распределителей, которые описываются в блоке 4. Задание шага и интервала интегрирования, а также шага вывода результатов формируется в блоке 5. Задание начальных условий системы задается в блоке 6. В блоке 7 в соответствии со структурной схемой (см. рисунок 1) присваивается порядковый номер каждой физической величине: 1 — дав-

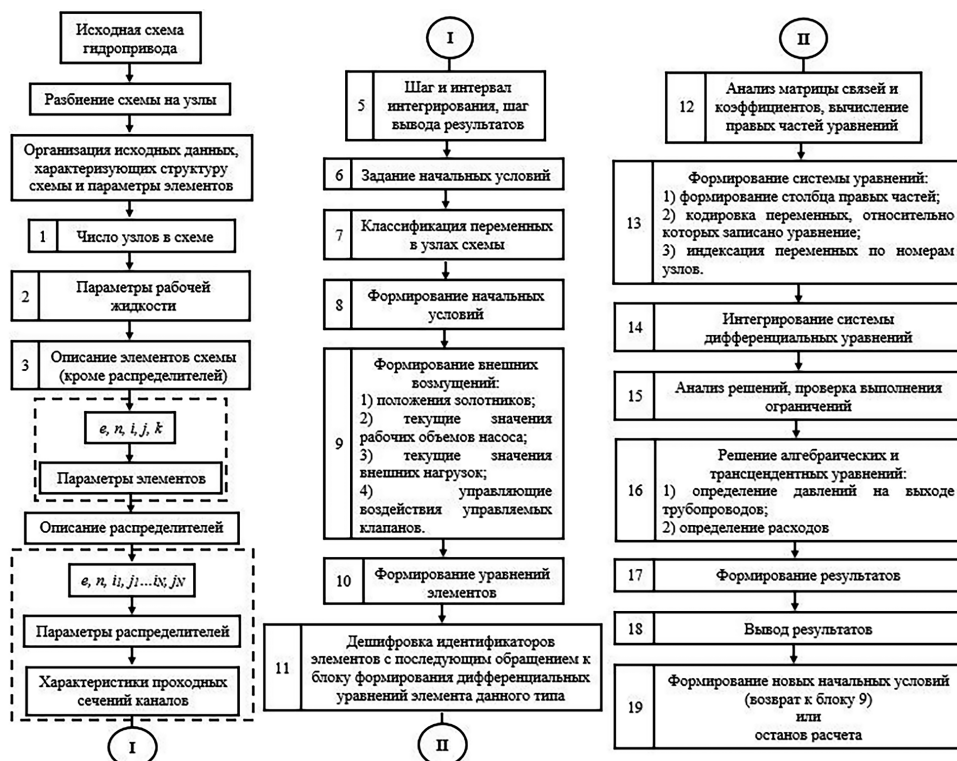


Рисунок 1 — Блок-схема построения математической модели

ление; 2 — расход и т. д. Для случая неопределенных начальных параметров работы системы они формируются в блоке 8. Внешние возмущение и управляющее воздействие формируется в блоке 9. Формирование и вычисление дифференциальных уравнений гидроэлементов, входящих в узлы системы, и составление уравнений, описывающих динамику всей системы, осуществляется в блоках 10–13. В блоке 14 полученная система уравнений интегрируется с помощью метода Эйлера с пересчетом, который требует записи дифференциальных уравнений в нормальной форме. Анализ полученных результатов выводится в блоке 15. В блоке 16 решаются алгебраические и трансцендентные уравнения. Вывод результатов осуществляется в блоках 17–18. Формирование новых начальных условий с последующим возвратом к блоку 9 осуществляется в блоке 19.

Таким образом получаем алгоритм действий для формирования математической модели гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузке. Данный алгоритм действий позволяет проследить изменение и влияние динамических характеристик на гидросистему в различных условиях эксплуатации в заданный момент времени.

Разработка структурной схемы гидросистемы. Математическое описание исследуемой гидросистемы представляет собой динамическую модель. Для создания модели приняты следующие допущения [4]: рабочая жидкость является несжимаемой и ее параметры постоянны, неустановившийся поток не влияет на величину потерь, потери давления по длине и на сухое трение не учитываются.

Для определения основных узлов системы построена структурная схема (рисунок 2). В соответствии с узловым методом моделирования [5], в данной схеме выделены основные узлы системы: узел регулируемого насоса, который состоит из регулируемого аксиально-поршневого насоса, регулятора насоса с чувствительным к нагрузке золотником и цилиндра; узел вспомогательного блока, который состоит из редукционного клапана и распределителя; узел основного распределителя, который состоит из пропорционального распределителя и обратного клапана; узел потребителя, который состоит из цилиндров; узел клапанной группы, который состоит из предохранительного клапана, клапана управления уровнем давления, регулятора расхода и редукционного клапана; узел гидравлических линий, состоящий из трубопроводов.

Составление математической модели гидросистемы. На основе разработанной структурной схемы (см. рисунок 2) и математических описаний гидроэлементов [6] составим системы уравнений основных узлов гидросистемы.

Узел регулируемого насоса:

$$M_r = q_n \cdot f(q) \cdot (p_{j1} - p_{i1}) + a_\omega \cdot \frac{\omega_s}{u_g} + a_p \cdot |p_{j1} - p_{i1}| + a; \quad (1)$$

$$Q_{i1,j1} = q_n \cdot f(q) \cdot \frac{\omega_s}{u_g} \pm k_{ym} \cdot p_{i1,j1}, \quad (2)$$

где q_n — максимальный рабочий объем насоса, см³; $f(q)$ — параметр регулирования ($-1 \leq f(q) \leq 1$); ω_s — угловая скорость вала двигателя, рад/с; a_ω — коэффициент гидромеханических потерь, зависящих от угловой скорости; a_p — коэффициент гидромеханических потерь, зависящих от давления; a — постоянная гидромеханических потерь; u_d — передаточное число редуктора; k_{yt} — коэффициент объемных потерь насоса; Q_{i1}, p_{i1} принимается со знаком «+».

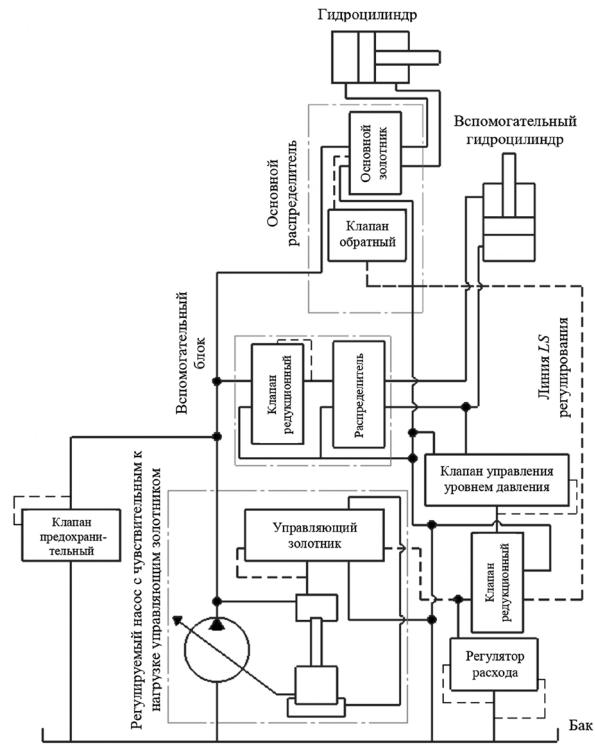


Рисунок 2 — Структурная схема исследуемой гидросистемы

$$\frac{dv_p}{dt} = m^{-1} \cdot [p_{i1} \cdot F_i - p_{j1} \cdot F_j - h \cdot v_p - (R_f^0 + k_i \cdot p_{i1} + k_j \cdot p_{j1}) \cdot \text{sign} v_p - R_c], \quad (3)$$

где v_p — скорость поршня, м/с; m — приведенная к штоку масса подвижных частей гидроцилиндра, кг; h — коэффициент вязкого трения; R_f^0 — сила трения в манжетных уплотнениях, Н; R_c — усилие на штоке, Н; L_c — ход поршня, м; F_i — рабочая площадь поршня в полости 1, примыкающей к узлу i , м²; F_j — рабочая площадь поршня в полости 2, примыкающей к узлу j , м².

$$\frac{dQ_{rs}}{dt} = B \cdot \left[\mu \cdot f_{rs}(z) \cdot \text{sign}(p_r - p_s) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_r - p_s|} - Q_{rs} \right], \quad (4)$$

где $f_{rs}(z)$ — площадь проходного сечения канала распределителя, м²; μ — коэффициент расхода; ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Из описанных выше выражений получаем систему уравнений для узла регулируемого насоса:

$$N_n = \begin{cases} M_r = q_n \cdot f(q) \cdot (p_{j1} - p_{i1}) + a_\omega \cdot \frac{\omega_s}{u_d} + a_p \cdot |p_{j1} - p_{i1}| + a, \\ Q_{i1,j1} = q_n \cdot f(q) \cdot \frac{\omega_s}{u_d} \pm k_{yt} \cdot p_{i1,j1}, \\ \frac{dv_k}{dt} = m^{-1} \cdot [p_{i2} \cdot F_{i2} - p_{j2} \cdot F_{j2} - h \cdot v_k - (R_{mp}^0 + k_{i2} \cdot p_{i2} + k_{j2} \cdot p_{j2}) \cdot \text{sign} v_k - R_{ii}], \\ \frac{dQ_{rs}}{dt} = B \cdot \left[\mu \cdot f_{rs}(z) \cdot \text{sign}(p_r - p_s) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_r - p_s|} - Q_{rs} \right]. \end{cases} \quad (5)$$

Аналогичным образом составляем системы уравнений для остальных узлов гидросистемы в соответствии с [6], в результате получаем следующие системы уравнений.

Узел основного распределителя:

$$N_{op} = \begin{cases} \frac{dQ_{rs}}{dt} = B \cdot [\mu \cdot f_{rs}(z) \cdot \text{sign}(p_r - p_s) \times \\ \times \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_r - p_s| - Q_{rs}}], \\ \frac{dv_k}{dt} = m^{-1} \cdot [p_{i3} \cdot F_{i3} - p_{j3} \cdot F_{j3} - h \cdot v_k - \\ - R_{тр} \cdot \text{sign} v_k - c \cdot (z_k + z_0)], \\ \frac{dQ_{i3,j3}}{dt} = B \cdot \left[\left(f_{дп} + \pi \cdot d_{ш} \cdot z_k \cdot \sin \frac{\theta}{2} \right) \cdot \mu \times \right. \\ \left. \times \text{sign}(p_{i3} - p) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{i3} - p_{j3}| - Q_{i3,j3}} \right]. \end{cases} \quad (6)$$

Узел потребителей:

$$N_{п} = \begin{cases} \frac{dv_k}{dt} = m^{-1} \cdot [p_{i6} \cdot F_{i6} - p_{j6} \cdot F_{j6} - h \cdot v_k - \\ - (R_{тр}^0 + k_{i6} \cdot p_{i6} + k_{j6} \cdot p_{j6}) \cdot \text{sign} v_k - R_{п}], \\ \frac{dv_k}{dt} = m^{-1} \cdot [p_{i7} \cdot F_{i7} - p_{j7} \cdot F_{j7} - h \cdot v_k - \\ - (R_{тр}^0 + k_{i7} \cdot p_{i7} + k_{j7} \cdot p_{j7}) \cdot \text{sign} v_k - R_{п}]. \end{cases} \quad (7)$$

Узел клапанной группы:

$$N_{кр} = \begin{cases} \frac{dv_k}{dt} = m^{-1} \cdot [p_i \cdot f_i - p_j \cdot f_j - h \cdot v_k - \\ - r_{тр} \cdot \text{sign} v_k - c \cdot (z_k + z_в)], \\ \frac{dv_t}{dt} = M^{-1} \cdot [p_r \cdot F_r - p_i \cdot F_i - H \cdot v_t - \\ - R_{тр} \cdot \text{sign} v_t - C \cdot (z_t + z_0)], \\ p_i = p_r - \frac{(Q_i - F_i \cdot v_t) \cdot |Q_i - F_i \cdot v_t|}{G^2}, \\ \frac{dQ_{i,j}}{dt} = B \cdot \left(\pi \cdot \mu \cdot d_{ш} \cdot z_k \cdot \sin \frac{\theta}{2} \cdot A_{ij} - Q_i \right), \\ \frac{dQ_{r,i}}{dt} = B \cdot \left(\pi \cdot \mu \cdot d_{ш} \cdot z_k \cdot \sin \frac{\theta}{2} \cdot A_{ij} + \pi \mu \cdot D_{ш} \cdot z_t \cdot \sin \frac{\theta}{2} \cdot A_{r,j} - Q_{r,j} \right), \\ A_{ij} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_i - p_j|} \cdot \text{sign}(p_i - p_j). \end{cases} \quad (8)$$

Узел вспомогательного блока:

$$N_{вб} = \begin{cases} \frac{dv_k}{dt} = m^{-1} \cdot [p_i \cdot f_i - p_j \cdot f_j - h \cdot v_k - \\ - r_{тр} \cdot \text{sign} v_k - c \cdot (z_k + z_в)], \\ \frac{dv_t}{dt} = M^{-1} \cdot [p_r \cdot F_r - p_i \cdot F_i - H \cdot v_t - \\ - R_{тр} \cdot \text{sign} v_t - C \cdot (z_t + z_0)], \\ p_i = p_r - \frac{(Q_i - F_i \cdot v_t) \cdot |Q_i - F_i \cdot v_t|}{G^2}, \\ \frac{dQ_{i,j}}{dt} = B \cdot \left(\pi \cdot \mu \cdot d_{ш} \cdot z_k \cdot \sin \frac{\theta}{2} \cdot A_{ij} - Q_i \right), \\ \frac{dQ_{r,i}}{dt} = B \cdot \left(\pi \cdot \mu \cdot d_{ш} \cdot z_k \cdot \sin \frac{\theta}{2} \cdot A_{ij} + \right. \\ \left. + \pi \cdot \mu \cdot D_{ш} \cdot z_t \cdot \sin \frac{\theta}{2} \cdot A_{r,j} - Q_{r,j} \right), \\ A_{ij} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_i - p_j|} \cdot \text{sign}(p_i - p_j), \\ \frac{dQ_{rs}}{dt} = B \cdot [\mu \cdot f_{rs}(z) \cdot \text{sign}(p_r - p_s) \times \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_r - p_s| - Q_{rs}}]. \end{cases} \quad (9)$$

Узел гидравлических линий:

$$N_{гл} = \begin{cases} \frac{dp_i}{dt} = \frac{Q_i - Q_j}{k_{унр,тр}}, \\ p_j = p_i - \lambda \cdot \frac{8 \cdot \rho \cdot L_{тр}}{\pi^2 \cdot d_{тр}^5} \cdot \left| \frac{Q_i + Q_j}{2} \right| \cdot \frac{Q_i + Q_j}{2}, \\ k_{унр,тр} = \frac{\pi \cdot d_{тр}^2 \cdot L_{тр}}{4 \cdot E_{пп}}, \\ E_{пп} = \frac{E_{ж}}{1 + \frac{d_{тр}}{\delta_{тр}} \cdot \frac{E_{ж}}{E_{ст}}}, \\ \lambda = \begin{cases} 75 / \text{Re} \text{ при } \text{Re} \leq 2300, \\ 0,3164 \cdot \text{Re}^{-0,25} \text{ при } \text{Re} > 2300, \end{cases} \\ \text{Re} = \frac{2 \cdot |Q_i + Q_j|}{\pi \cdot d_{тр} \cdot v_{ж}}. \end{cases} \quad (10)$$

Отметим, что уравнения для определения давления входят в описание только тех гидроэлементов, которые содержат относительно большие величины объема рабочей жидкости. Следовательно, на схеме данные элементы разделены гидроустройствами, в которых величина сжимаемости жидкости не учитывается и уравнения которых служат для определения расхода. Данная особенность позволяет получить замкнутую систему уравнений [6].

Так порядок системы уравнений определяется следующим образом: пусть гидросхема системы содержит узел регулируемого насоса $N_{н}$, узел вспомогательного блока $N_{вб}$, узел основного распределителя N_{op} , узел потребителей $N_{п}$, узел клапанной группы $N_{кр}$, узел гидравлических линий $N_{гл}$. Обозначив через n_i число ходов золотника i -го распределителя, получаем следующий порядок уравнений:

$$N = N_{п} + N_{вб} + N_{op} + N_{п} + 4 \cdot N_{кр} + \\ + 34 \cdot N_{гл} + \sum_{i=1}^{N_{зп1}} n_i + \sum_{i=1}^{N_{зп2}} n_i + 2 \cdot \sum_{i=1}^{N_{зп3}} n_i. \quad (11)$$

Теоретический расчет математической модели.

Для проведения теоретического расчета математической модели и получения результатов воспользуемся программой MathCad. В качестве примера выполнен расчет узла регулируемого насоса. Первоначально заданы рабочие параметры гидросистемы, принятые при проведении расчетов (таблица 1) [7].

Для принятых начальных параметров работы гидросистемы в результате расчета математической модели узла регулируемого насоса получаем следующие значения:

$$N_{н1} = \begin{cases} M_r = 66,45, \\ Q_{i1} = 83,24, \\ Q_{j1} = 73,23, \\ \frac{dv_k}{dt} = 4,03, \\ Q_{регулятора} = 95,85; \end{cases} \\ N_{н2} = \begin{cases} M_r = 40,08, \\ Q_{i1} = 49,33, \\ Q_{j1} = 34,91, \\ \frac{dv_k}{dt} = 2,65, \\ Q_{регулятора} = 65,69; \end{cases}$$

Таблица 1 — Значения основных параметров гидросистемы

Наименование параметра	Значение параметра
Максимальный рабочий объем насоса q_n , см ³	20
Давление на входе в насос p_{i1} , МПа	5 10 18
Давление на выходе из насоса p_{j1} , МПа	7 12 20
Угловая скорость вала двигателя ω_d , рад/с	1,4
Передачное число редуктора u_d	1,1
Коэффициент гидромеханических потерь, зависящий от угловой скорости a_ω	0,8
Коэффициент гидромеханических потерь, зависящий от давления a_p	0,8
Параметр регулирования $f(q)$, $-1 \leq f(q) \leq 1$	0,1
Постоянная гидромеханических потерь a	0,9
Коэффициент объемных потерь насоса k_{vt}	0,9
Параметр учитывающий инерционность столба жидкости B	0,003
Коэффициент гидравлического сопротивления ζ	1,2
плотность рабочей жидкости ρ , кг/м ³	870
Приведенная к штоку масса подвижных частей цилиндра m , кг	0,025
Диаметр цилиндра $D_{ц}$, мм	15
Рабочая площадь поршня в полости i F_i , мм ²	25,2
Рабочая площадь поршня в полости j F_j , мм ²	77,05
Коэффициент вязкого трения h	1,2
скорость поршня v_p , м/с	6,3
Сила трения в манжетных уплотнениях R_f^0 , Н	8,7
Коэффициент пропорциональности между давлением в полости i и силой трения в манжетных условиях k_i	1,024
Коэффициент пропорциональности между давлением в полости j и силой трения в манжетных условиях k_j	0,6
Усилие на штоке R_c , Н	12,6
Коэффициент расхода μ	0,913
Площадь проходного сечения канала распределителя $f_{рс}(z)$, мм ²	62,8
Условный проход D_y , мм	10

$$N_{н3} = \begin{cases} M_r = 17,87, \\ Q_{i1} = 10,26, \\ Q_{j1} = 4,01, \\ \frac{dv_k}{dt} = 0,678, \\ Q_{регулятора} = 7,81, \end{cases}$$

где $N_{н1}$, $N_{н2}$, $N_{н3}$ — значения основных параметров узла регулируемого насоса в зависимости от величины давления в системе; M_r — крутящий момент, Н·м; Q_{i1} — расход на входе в насос, л/мин; Q_{j1} — расход на выходе из насоса, л/мин; $\frac{dv_k}{dt}$ — ускорение цилиндра, м/с²; $Q_{регулятора}$ — расход на выходе из регулятора, л/мин.

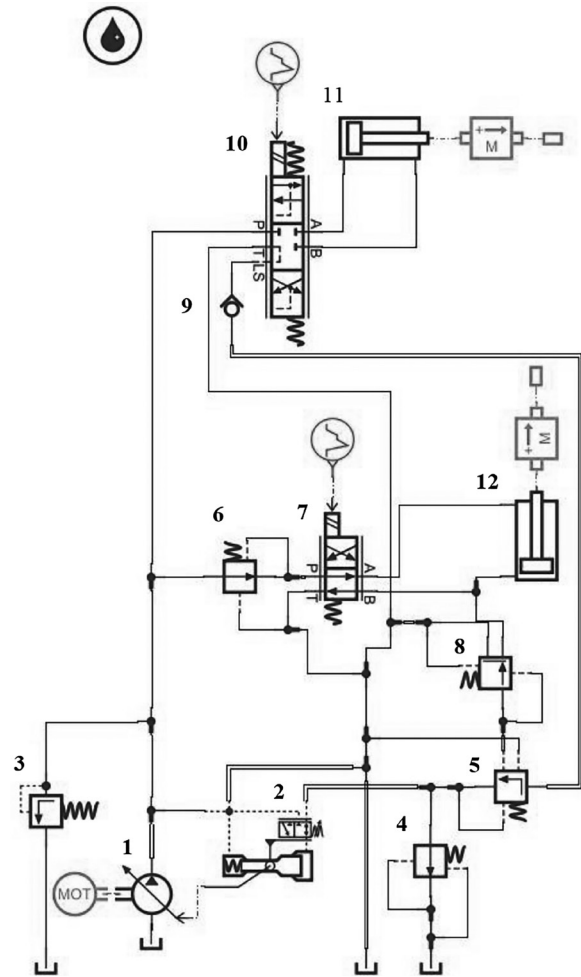


Рисунок 3 — Принципиальная схема исследуемой гидросистемы: 1 — регулируемый насос; 2 — регулятор; 3 — предохранительный клапан; 4 — регулятор расхода; 5, 6 — редукционный клапан; 7, 10 — распределитель; 8 — клапан управления уровнем давления; 9 — обратный клапан; 11, 12 — цилиндр

Прикладное математическое моделирование. Для его проведения воспользуемся программой Amesim [8], где создана опытная модель исследуемой гидросистемы [9], принципиальная схема которой приведена на рисунке 3.

Результаты значений величины расхода на насосе, полученные при прикладном моделировании с помощью программы Amesim, приведены на графиках (рисунки 4, 5).

Сравнение значений, теоретического и прикладного моделирования математической модели. Результаты теоретического и прикладного моделирования математической модели приведены в таблице 2.

Для сравнения значений теоретического и прикладного моделирования математической модели выполнен расчет относительной погрешности величины расхода при низком, среднем и высоком значении величины давления в системе [10].

$$\delta_o = \frac{|x - x_o|}{x_o} \cdot 100, \tag{12}$$

где δ_o — относительная погрешность; x — значение расхода при прикладном моделировании; x_o — значение расхода при теоретическом моделировании.

Таким образом, в зависимости от величины давле-

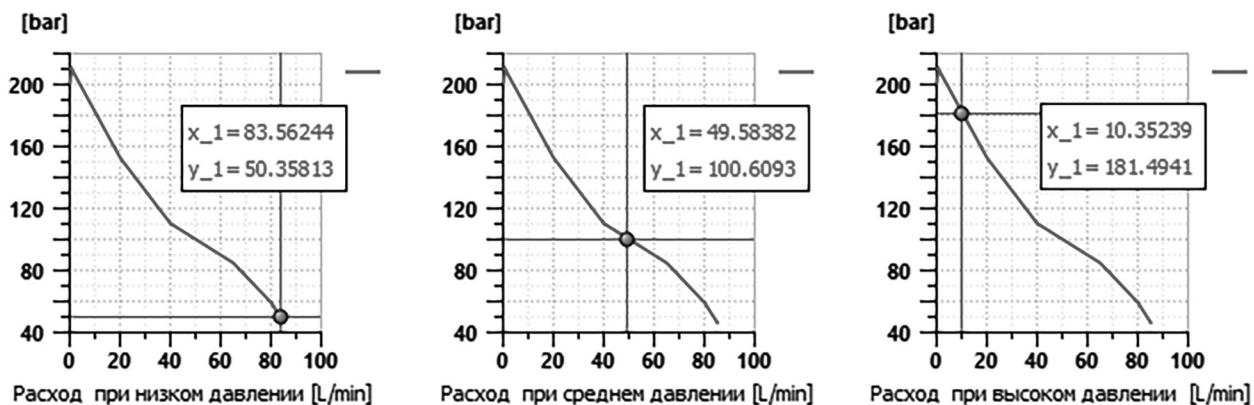


Рисунок 4 — График зависимости расхода от давления на входе в насос

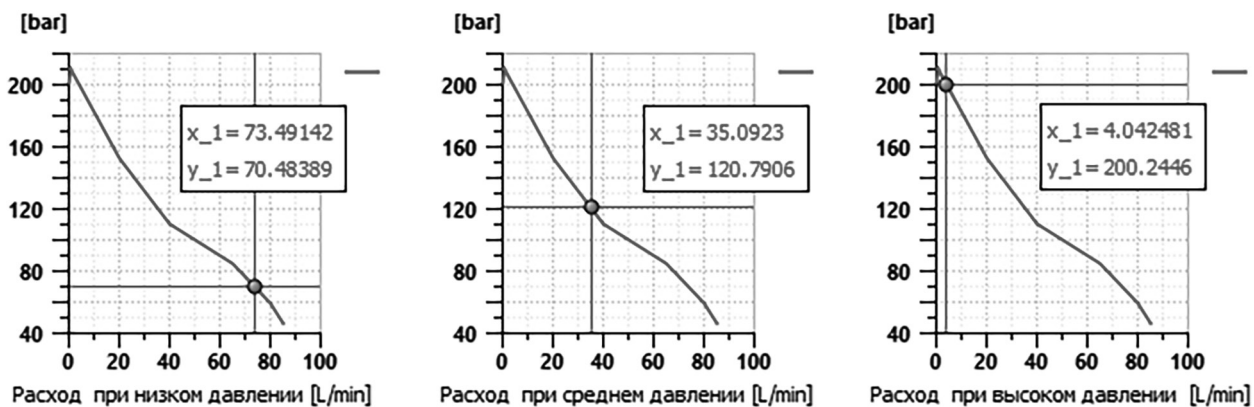


Рисунок 5 — График зависимости расхода от давления на выходе из насоса

Таблица 2 — Значения основных параметров работы гидросистемы, полученные в результате моделирования

Тип моделирования	Значение давления на входе в насос	Значение давления на выходе из насоса	Значение расхода на входе в насос	Значение расхода на выходе из насоса
Теоретический	5,0	7,0	83,24	73,23
	10,0	12,0	49,33	34,91
	18,0	20,0	10,26	4,01
Прикладной	5,03	7,05	83,56	73,49
	10,06	12,08	49,58	35,09
	18,15	20,02	10,35	4,04

ния получаем следующие значения:

- на входе в насос:

$$\delta_n = \frac{|83,56 - 83,24|}{83,24} \cdot 100 = 0,38\%;$$

$$\delta_c = \frac{|49,58 - 49,33|}{49,33} \cdot 100 = 0,47\%;$$

$$\delta_b = \frac{|10,35 - 10,26|}{10,26} \cdot 100 = 0,87\%;$$

- на выходе из насоса:

$$\delta_n = \frac{|73,49 - 73,23|}{73,23} \cdot 100 = 0,35\%;$$

$$\delta_c = \frac{|35,09 - 34,91|}{34,91} \cdot 100 = 0,51\%;$$

$$\delta_b = \frac{|4,04 - 4,01|}{4,01} \cdot 100 = 0,75\%;$$

где δ_n , δ_c , δ_b — относительная погрешность при низком, среднем и высоком уровне давления в системе.

Следовательно, относительная погрешность величины расхода в системе при различных значениях давления составляет 0,38...0,87%.

Заключение. В результате сравнительного анализа теоретического и прикладного моделирования гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузке, погрешность между полученными значениями составила менее 1%. Исходя из этого, для построения математической модели можно применять оба метода, однако с точки зрения удобства прикладное моделирование в программе Amesim существенно сокращает время на выполнение расчетов.

Список литературы

1. Stasenکو, D. Comparative analysis of load-sensing hydraulic systems for mobile machines / D. Stasenکو, A. Hinzburh, Y. Khazeyeu // VI International scientific conference winter session "INDUSTRY 4.0", Borovets, 8–11 December 2021. — Borovets, 2021. — Vol. 2/12. — Pp. 189–192.

2. Rathi, R.N. A load sensing hydraulic system as applies to hydraulic lift cranes / R.N. Rathi // 31st National Conference on Fluid Power / Illinois Institute of Technology. — 1975. — Pp. 701–711.
3. Попов, Д.Н. Нестандартные гидравлические процессы: учеб. для вузов / Д.Н. Попов. — М.: Машиностроение, 1982. — 240 с.
4. Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учеб. Для машиностроительных вузов / Д.Н. Попов. — М.: Машиностроение, 1976. — 424 с.
5. Гинзбург, А.А. Критерии выбора параметров исполнительных органов гидроприводов с адаптацией к нагрузке. / А.А. Гинзбург, В.В. Пинчук // Вестн. ГГТУ им. П.О. Сухого. — 2007. — № 3(30). — С. 38–44.
6. Бажин, И.И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин [и др.]. — М.: Машиностроение, 1988. — 312 с.
7. Establishing operating points for a linearized model of a load sensing system / D. Wu [et al.] // Int. Journal of Fluid Power. — 2002. — Vol. 3, iss. 2.
8. Гимадиев, А.Г. LMS Imagine.Lab AMESim как эффективное средство моделирования динамических процессов в мехатронных системах / А.Г. Гимадиев, П.И. Грешняков, А.Ф. Сияяков. — Самара: Изд-во СамНЦ РАН, 2014. — 138 с.
9. Гидросистема мобильной машины: пат. RU 2276237 С2 / В.П. Баторшин, Е.С. Голоскин, А.М. Петров. — Оpubл. 10.05.2006. — С. 1–8.
10. Горин, Г.С. Гидрооборудование тракторов «Беларус»: лабораторный практикум: в 2 ч. / Г.С. Горин, А.В. Захаров. — Минск: БГАТУ, 2008. — Ч. 1. — 60 с.

Khazeyeu Ye.V., Stasenko D.L.

Comparative analysis of theoretical and applied modelling of hydraulic load-sensing system

The most important and complex stage of transient research is the construction of mathematical models. Currently, research aimed at creating these models, as well as the study and selection of methods for constructing mathematical models, is the most important and priority direction in the field of mechanical engineering. This paper considers the issues of constructing theoretical and applied modelling of hydraulic load-sensing system. Special attention is paid to theoretical modelling by the nodal method of model construction and simulation modelling of model construction in the Amesim software package. The proposed analysis of theoretical and applied modelling of hydraulic load-sensing system makes it possible to determine the most suitable type of hydraulic system modelling at the initial stages of design.

Поступила в редакцию 31.08.2022