

УДК 621.65.07

Математическая модель гидропривода с пневмогидравлическим мультипликатором давления

Н.С. Кривошеев¹, А.А. Жарковский²¹ ООО «ГС Юнит»² Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Mathematical model of a hydraulic drive with an air-hydro pressure multiplier

N.S. Krivosheev¹, A.A. Zharkovskii²¹ GS Unit LLC² Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Предложена математическая модель гидропривода с пневмогидравлическим мультипликатором давления, которая позволяет анализировать параметры работы системы в зависимости от различных конструктивных и эксплуатационных факторов. Использование цифровых технологий значительно повышает эффективность и точность функционирования пневмогидравлических систем. Цифровизация таких приводов — необходимый шаг в эволюции технологического оборудования, открывающий новые перспективы для индустрии и инноваций. Для успешной реализации такого подхода применяются современные методы анализа данных, математическое моделирование и алгоритмы машинного обучения. Математическое моделирование позволяет интегрировать цифровые технологии в пневмогидравлические приводы современного оборудования, что способствует улучшению динамики и точности системы через комбинированное управление подачей и возвратом рабочей жидкости. Это также обеспечивает чувствительность к нагрузке, согласовывая усилие нагрузки с давлением в приводе для повышения эффективности.

EDN: FCYGKB, <https://elibrary/fcygkb>

Ключевые слова: цифровой двойник гидропривода, пневмогидравлический привод, пневмогидравлический мультипликатор давления, пневмогидравлическая система, цифровая технология

The article describes a mathematical model of a hydraulic drive with a pneumatic-hydraulic pressure intensifier, which allows analyzing system performance parameters depending on various design and operational factors. The use of digital technologies significantly enhances the efficiency and accuracy of pneumatic-hydraulic systems. Digitization of such drives is an essential step in the evolution of technological equipment, opening new prospects for industry and innovation. Modern data analysis methods, mathematical modeling, and machine learning algorithms are applied for the successful implementation of this approach. Mathematical modeling enables the integration of digital technologies into pneumatic-hydraulic drives of modern equipment, improving system dynamics and accuracy through combined control of fluid supply and return. It also ensures load sensitivity by aligning load force with drive pressure to increase efficiency.

EDN: FCYGKB, <https://elibrary/fcygkb>

Keywords: digital twin of a hydraulic drive, pneumo-hydraulic drive, air-hydro pressure multiplier, pneumo-hydraulic system; digital technology

Моделирование гидроприводов с использованием пневмогидравлического мультипликатора давления (ПГМД) — актуальная и значимая задача современной промышленности. Пневмогидравлические приводы представляют собой уникальное объединение пневматических и гидравлических систем, что позволяет использовать преимущества каждой из них. Пневмогидравлические приводы обладают высокой мощностью и точностью управления при компактных габаритных размерах.

Используя энергию сжатого воздуха, ПГМД значительно повышает давление рабочей жидкости (РЖ) в гидросистеме. Это делает такой привод особенно эффективным в условиях, где необходимо обеспечить большое усилие при наличии ограниченного пространства.

Моделирование работы пневмогидравлического привода с ПГМД позволяет оптимизировать конструкцию и параметры системы, чтобы обеспечить максимальную эффективность и надежность.

Источником энергии пневмогидравлического привода является потенциальная энергия сжатого воздуха, получаемого из компрессорных установок. Пневмогидравлические приводы являются эффективным средством получения больших усилий выходного исполнительного механизма при использовании сжатого воздуха низкого давления (0,4...0,6 МПа) цеховых магистралей [1].

Цель исследования — разработка математической модели гидропривода с ПГМД, позволяющей моделировать его работу в разных режимах, оптимизация его параметров и прогнозирование поведения при различных внешних условиях.

Пневмогидравлическая схема гидропривода с ПГМД приведена на рис. 1. Гидропривод включает в себя исполнительный цилиндр Ц, ПГМД, два пневмогидравлических вытеснителя (ПГВ) ПГВ1 и ПГВ2, манометр М и два пневматических распределителя с электроуправлением Р1 и Р2. В исходном состоянии шток исполнительного цилиндра Ц втянут, поршень ПГВ1 находится в верхнем положении, а поршень ПГВ2 — в нижнем, гидравлическая часть ПГМД заполнена РЖ.

При переключении распределителя Р2 сжатый воздух из пневматической магистрали поступает в пневматическую часть ПГВ1. Отсюда РЖ под давлением, равным давлению в пневматической магистрали, проходит в поршневую

полость цилиндра Ц, а из его штоковой полости — в ПГВ2. Шток цилиндра Ц совершает холостой ход.

Далее по электрическому сигналу происходит переключение распределителя Р1. Сжатый воздух из пневматической магистрали через распределитель Р1 поступает в пневматическую часть ПГМД. Поршень ПГМД начинает движение, вытесняя РЖ из гидравлической части в поршневую полость цилиндра Ц. Давление РЖ в поршневой полости цилиндра Ц зависит от давления сжатого воздуха в пневматической части ПГМД и коэффициента мультипликации. Шток цилиндра Ц совершает рабочий ход.

При обратном ходе штока цилиндра Ц распределители Р1 и Р2 переключаются в исходное положение. Сжатый воздух поступает в пневматическую часть ПГВ2, вытесняя РЖ в штоковую полость цилиндра Ц. При этом РЖ из поршневой полости цилиндра Ц через гидравлическую часть ПГМД поступает в гидравлическую часть ПГВ1. Сжатый воздух перетекает в штоковую полость пневматической части ПГМД, и поршень ПГМД возвращается в исходное состояние.

Хотя принципиальная схема, конструкция и функционирование гидропривода с ПГМД выглядят простыми, проектирование и анализ рабочего процесса такого устройства представляют собой сложную задачу. Эффективно ее можно решить только путем математического моделирования. Цифровые технологии, применяемые в гидроприводах, описаны в работах [2–5], однако они не в полной мере учитывают

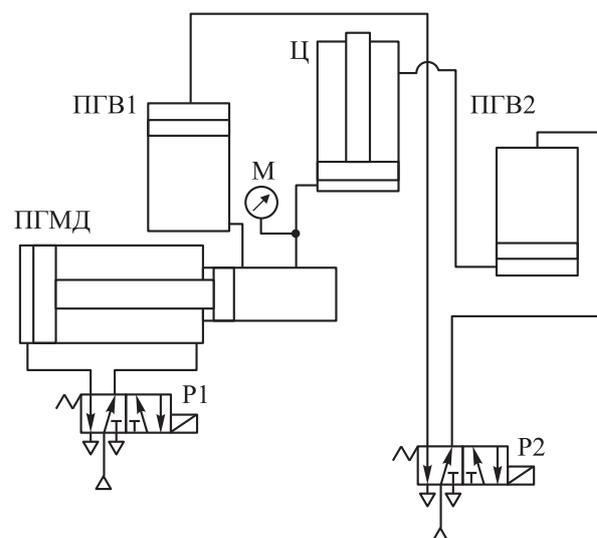


Рис. 1. Принципиальная схема гидропривода с ПГМД

особенности работы пневмогидравлических приводов. Особенности математического моделирования таких приводов рассмотрены в публикациях [6–8].

Расчетная схема пневмогидравлического привода приведена на рис. 2, где $D_{пГЦ}$, $D_{пПГМД}$, $D_{пПГВ1}$ и $D_{пПГВ2}$ — диаметр поршня ГЦ, поршня пневматической части ПГМД, ПГВ1 и ПГВ2 соответственно; $D_{гПГМД}$ — диаметр поршня гидравлической части ПГМД; $s_{ГЦ}$, $s_{ПГМД}$ и $s_{ПГВ2}$ — рабочий ход ГЦ, ПГМД и ПГВ2 соответственно; x_{05} и x_{06} — приведенная координата поршневой и штоковой полости ГЦ; x_{07} и x_{09} — приведенная координата гидравлической полости ПГВ2 и ПГВ1.

При холостом ходе штока гидроцилиндра (ГЦ) сжатый воздух через распределитель Р2 поступает в пневматическую полость ПГВ1, РЖ из гидравлической полости ПГВ1 проходит через гидравлическую часть ПГМД и поступает в поршневую полость.

Система уравнений для холостого хода (ХХ) штока ГЦ имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{p}_{10} &= \frac{kA_{p.n} \sqrt{RT}}{A_{10} (x_{пГВ1} + x_{010}) \sqrt{\zeta_n}} \sqrt{p_{н.в}^2 - p_{10}^2} - \\ &- \frac{kp_{10}}{x_{пГВ1} + x_{010}} \dot{x}_{пГВ1}; \\ p_{10} A_{10} &= m_{пГВ1} \ddot{x}_{пГВ1} + p_9 A_9 + F_{тпГВ1}; \\ \dot{x}_{пГВ1} A_9 &= \frac{(V_5 + V_{\Sigma ХХ})}{E_{прХХ}} \dot{p}_5 + A_5 \dot{x}_{ГЦ}; \\ p_5 A_5 &= m_{ГЦ} \ddot{x}_{ГЦ} + p_6 A_6 + F_{ХХ} + F_{тГЦ}; \\ \dot{x}_{ГЦ} A_6 &= \frac{(V_6 + V_{\Sigma ОХ})}{E_{прох}} \dot{p}_7 + A_7 \dot{x}_{пГВ2}; \\ p_7 A_7 &= m_{пГВ2} \ddot{x}_{пГВ2} + p_8 A_8 + F_{тпГВ2}; \\ \dot{p}_8 &= - \frac{kA_{p.в} \sqrt{RT}}{A_8 (s_{пГВ2} - x_{пГВ2} + x_{08}) \sqrt{\zeta_в}} \left(\frac{p_8}{p_{в.в}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \times \\ &\times \sqrt{p_8^2 - p_{в.в}^2} + \frac{kp_8}{s_{пГВ2} - x_{пГВ2} + x_{08}} \dot{x}_{пГВ2}; \\ \dot{p}_9 &= \frac{E_{прХХ}}{V_9} \left[\mu A_{ХХ} \sqrt{\frac{2(p_9 - p_5)}{\rho}} + A_9 \dot{x}_{пГВ1} \right]; \\ \dot{p}_6 &= \frac{E_{прох}}{V_6} \left[\mu A_{ОХ} \sqrt{\frac{2(p_7 - p_6)}{\rho}} + A_6 \dot{x}_{ГЦ} \right], \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где p_{10} и A_{10} — давление РЖ в пневматической полости ПГВ1 и ее площадь; k — показатель адиабаты; $A_{p.n}$ и $A_{p.в}$ — площадь проходного сечения пневматической линии нагнетания

и выхлопа; R — газовая постоянная; T — абсолютная температура газа, поступающего в пневматическую полость ПГВ1 и ПГВ2; $x_{пГВ1}$, $x_{пГВ2}$ и $x_{ГЦ}$ — координата положения поршня ПГВ1, ПГВ2 и ГЦ соответственно; x_{010} и x_{08} — приведенная координата мертвого объема поршневой полости ПГВ1 и ПГВ2; ζ_n и $\zeta_в$ — коэффициент сопротивления пневматической линии нагнетания и выхлопа; $p_{н.в}$ и $p_{в.в}$ — давление сжатого воздуха в пневматической линии нагнетания и выхлопа; $m_{пГВ1}$, $m_{ГЦ}$ и $m_{пГВ2}$ — масса подвижных элементов ПГВ1, ГЦ и ПГВ2 соответственно; p_9 , A_9 и V_9 — давление сжатого воздуха в гидравлической полости ПГВ1, ее площадь и объем соответственно; $F_{тпГВ1}$ и $F_{тпГВ2}$ — сумма сил сухого и вязкого трения в ПГВ1 и ПГВ2; V_5 и V_6 — объем поршневой и штоковой полости ГЦ; $V_{\Sigma ХХ}$ — суммарный объем РЖ в гидравлической части ПГМД и трубопроводах, соединяющих ПГВ1 с ПГМД и ПГМД с ГЦ; $E_{прХХ}$ — приведенный модуль упругости РЖ при холостом ходе ГЦ; p_5 и A_5 — давление РЖ в поршневой полости ГЦ и ее площадь; p_6 и A_6 — давление РЖ в штоковой полости ГЦ и ее площадь; $F_{ХХ}$ — внешнее усилие при холостом ходе ГЦ; $F_{тГЦ}$ — сила вязкого трения в ГЦ; $V_{\Sigma ОХ}$ — объем РЖ в трубопроводе, соединяющем ПГМД с ПГВ2; $E_{прох}$ — приведенный модуль упругости РЖ при обратном ходе; p_7 и A_7 — давление РЖ в гидравлической полости ПГВ2 и ее площадь; p_8 и A_8 — давление сжатого воздуха в пневматической полости ПГВ2 и ее площадь; $s_{пГВ2}$ — рабочий ход ПГВ2; μ и ρ — динамическая вязкость и плотность РЖ; $A_{ХХ}$ — площадь проходного сечения гидравлической линии, подходящей к поршневой полости ГЦ при холостом ходе; $A_{ОХ}$ — площадь проходного сечения гидравлической линии, подходящей к штоковой полости ГЦ.

При рабочем ходе сжатый воздух через Р1 поступает в пневматическую полость ПГМД, а РЖ из гидравлической полости ПГМД — в поршневую полость ГЦ.

Система уравнений для рабочего хода (РХ) штока ГЦ имеет следующий вид:

$$\dot{p}_1 = \frac{kA_{p.n} \sqrt{RT}}{A_1 (x_{пГМД} + x_{01}) \sqrt{\zeta_n}} \sqrt{p_{н.в}^2 - p_1^2} - \frac{kp_1}{x_{пГМД} + x_{01}} \dot{x}_{пГМД};$$

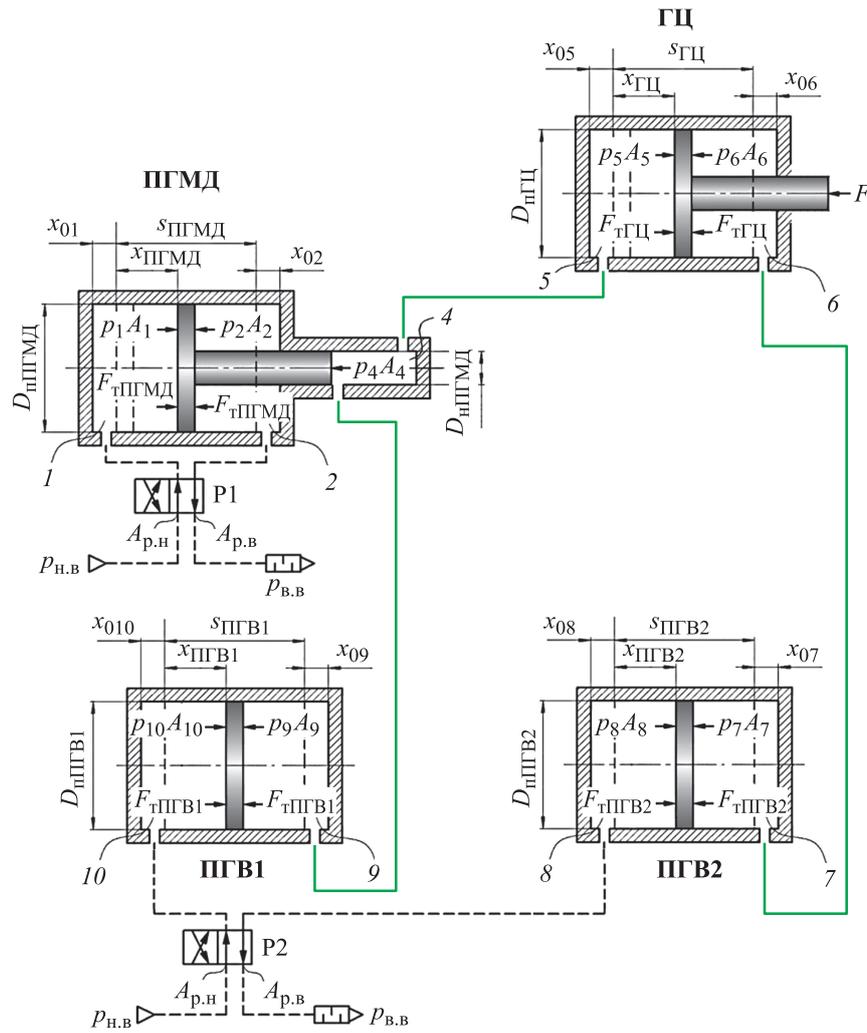


Рис. 2. Расчетная схема пневмогидравлического привода

$$\dot{p}_2 = -\frac{kA_{p,b}\sqrt{RT}}{A_2(s_{\text{ПГМД}} - x_{\text{ПГМД}} + x_{02})\sqrt{\zeta_b}} \left(\frac{p_2}{p_{b,b}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \times$$

$$\times \sqrt{p_2^2 - p_{b,b}^2} + \frac{kp_2}{s_{\text{ПГМД}} - x_{\text{ПГМД}} + x_{02}} \dot{x}_{\text{ПГМД}};$$

$$p_1 A_1 = m_{\text{ПГМД}} \ddot{x}_{\text{ПГМД}} + p_2 A_2 - p_4 A_4 + F_{\text{тПГМД}};$$

$$\dot{x}_{\text{ПГМД}} A_4 = \frac{(V_5 + V_{\Sigma\text{РХ}})}{E_{\text{прРХ}}} \dot{p}_5 + A_5 \dot{x}_{\text{ГЦ}};$$

$$p_5 A_5 = m_{\text{ГЦ}} \ddot{x}_{\text{ГЦ}} + p_6 A_6 + F_{\text{ХХ}} + F_{\text{тГЦ}};$$

$$\dot{x}_{\text{ГЦ}} A_6 = \frac{(V_6 + V_{\Sigma\text{ОХ}})}{E_{\text{прОХ}}} \dot{p}_7 + A_7 \dot{x}_{\text{ПГВ2}};$$

$$p_7 A_7 = m_{\text{ПГВ2}} \ddot{x}_{\text{ПГВ2}} + p_8 A_8 + F_{\text{тПГВ2}};$$

$$\dot{p}_8 = -\frac{kA_{p,b}\sqrt{RT}}{A_8(s_{\text{ПГВ2}} - x_{\text{ПГВ2}} + x_{08})\sqrt{\zeta_b}} \left(\frac{p_8}{p_{b,b}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \times$$

$$\times \sqrt{p_8^2 - p_{b,b}^2} + \frac{kp_8}{s_{\text{ПГВ2}} - x_{\text{ПГВ2}} + x_{08}} \dot{x}_{\text{ПГВ2}};$$

$$\dot{p}_4 = \frac{E_{\text{прРХ}}}{V_4} \left(\mu A_{\text{РХ}} \sqrt{\frac{2(p_4 - p_5)}{\rho}} + A_4 \dot{x}_{\text{ПГМД}} \right);$$

$$\dot{p}_6 = \frac{E_{\text{прОХ}}}{V_6} \left(\mu A_{\text{ОХ}} \sqrt{\frac{2(p_7 - p_6)}{\rho}} + A_6 \dot{x}_{\text{ГЦ}} \right),$$

где p_1 и p_2 — давление РЖ в пневматической поршневой и штоковой полости ПГМД; A_1 и A_2 — площадь поршневой и штоковой полости ПГМД; $x_{\text{ПГМД}}$ — координата положения поршня ПГМД; $s_{\text{ПГМД}}$ — рабочий ход ПГМД; x_{01} и x_{02} — приведенная координата мертвого объема поршневой и штоковой полости ПГМД; $m_{\text{ПГМД}}$ — масса подвижных элементов ПГМД; p_4 и A_4 — давление в гидравлической полости ПГМД и ее площадь; $F_{\text{тПГМД}}$ — сумма сил сухого и вязкого трения в ПГМД; V_5 — объем поршневой полости ГЦ; $V_{\Sigma\text{РХ}}$ — суммарный объем РЖ в гидравлической части в трубопроводах, соединяющих ПГМД с ГЦ; $E_{\text{прРХ}}$ — приведенный модуль упругости РЖ при рабочем ходе;

p_5 — давление в поршневой полости ГЦ; p_4 и V_4 — давление РЖ гидравлической полости ПГМД и ее объем; $A_{рх}$ — площадь проходного сечения гидравлической линии, подходящей к поршневой полости ГЦ при рабочем ходе.

Система уравнений для обратного хода (ОХ) штока ГЦ имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} \dot{p}_8 &= \frac{kA_{р.н}\sqrt{RT}}{A_8(x_{ПГВ2} + x_{08})\sqrt{\zeta_н}} \sqrt{p_{н.в}^2 - p_8^2} - \\ &- \frac{kp_8}{x_{ПГВ2} + x_{08}} \dot{x}_{ПГВ2}; \\ p_8 A_8 &= m_{ПГВ2} \ddot{x}_{ПГВ2} + p_7 A_7 + F_{тПГВ2}; \\ \dot{x}_{ПГВ2} A_7 &= \frac{(V_6 + V_{\Sigma ОХ})}{E_{прОХ}} \dot{p}_6 + A_6 \dot{x}_{ГЦ}; \\ p_6 A_6 &= m_{ГЦ} \ddot{x}_{ГЦ} + p_5 A_5 + F_{ОХ} + F_{тГЦ}; \\ \dot{x}_{ГЦ} A_5 &= \frac{(V_5 + V_{\Sigma ХХ})}{E_{прХХ}} \dot{p}_4 + A_4 \dot{x}_{ПГМД} + A_9 \dot{x}_{ПГВ1}; \\ p_4 A_4 &= m_{ПГМД} \ddot{x}_{ПГМД} + p_1 A_1 + F_{тПГМД} - p_2 A_2; \\ \dot{p}_2 &= \frac{kA_{р.н}\sqrt{RT}}{A_2(x_{ПГМД} + x_{02})\sqrt{\zeta_н}} \sqrt{p_{н.в}^2 - p_2^2} - \\ &- \frac{kp_2}{x_{ПГМД} + x_{02}} \dot{x}_{ПГМД}; \\ \dot{p}_1 &= - \frac{kA_{р.в}\sqrt{RT}}{A_1(s_{ПГМД} - x_{ПГМД} + x_{01})\sqrt{\zeta_в}} \left(\frac{p_1}{p_{в.в}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \times \\ &\times \sqrt{p_1^2 - p_{в.в}^2} + \frac{kp_1}{s_{ПГМД} - x_{ПГМД} + x_{02}} \dot{x}_{ПГМД}; \\ \dot{p}_{10} &= - \frac{kA_{р.в}\sqrt{RT}}{A_{10}(s_{ПГВ1} - x_{ПГВ1} + x_{010})\sqrt{\zeta_в}} \left(\frac{p_{10}}{p_{в.в}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \times \\ &\times \sqrt{p_{10}^2 - p_{в.в}^2} + \frac{kp_{10}}{s_{ПГВ1} - x_{ПГВ1} + x_{010}} \dot{x}_{ПГВ1}; \\ \dot{p}_7 &= \frac{E_{прОХ}}{V_7} \left[\mu A_{ОХ} \sqrt{\frac{2(p_7 - p_6)}{\rho}} + A_7 \dot{x}_{ПГВ2} \right]; \\ \dot{p}_6 &= \frac{E_{прРХ}}{V_5} \left[\mu A_{РХ} \sqrt{\frac{2(p_5 - p_4 - p_9)}{\rho}} + A_5 \dot{x}_{ГЦ} \right], \end{aligned}$$

где $F_{ОХ}$ — внешнее усилие при обратном ходе ГЦ.

Предложенная модель позволяет определять давление РЖ в элементах гидропривода, положение поршня ПГВ, ПГМД и ГЦ, скорость выдвигания штока ГЦ, временные и другие промежуточные параметры работы привода, облегчающие отладку модели.

Для расчета приняты следующие параметры привода: диаметр поршня пневматического ци-

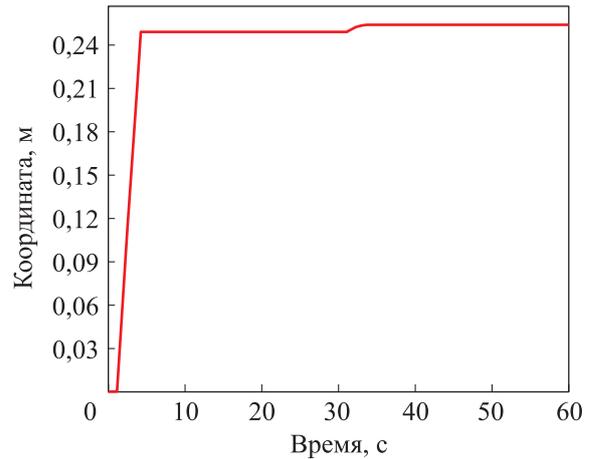


Рис. 3. Зависимость координаты поршня ГЦ от времени

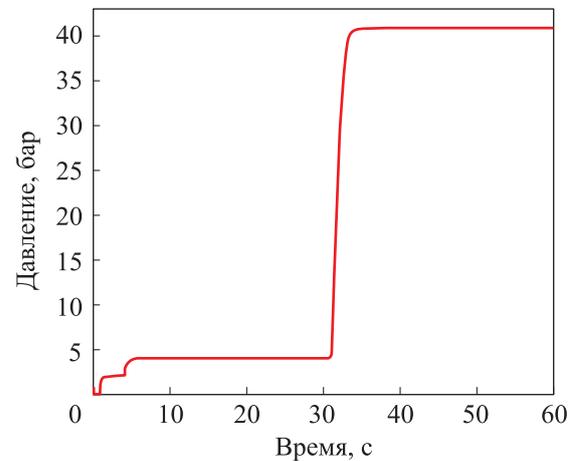


Рис. 4. Зависимость давления РЖ в поршневой полости ГЦ от времени

линдра ПГМД — 80 мм; диаметр штока ПГМД — 25 мм; полный ход поршня — 200 мм; давление в пневматической линии нагнетания — 0,6 МПа; давление в пневматической линии выхлопа — 0,05 МПа; диаметр поршня ПГВ1 и ПГВ2 — 63 мм; ход поршня ПГВ1 и ПГВ2 — 210 мм; диаметр поршня ГЦ — 40 мм; диаметр штока ГЦ — 25 мм, ход ГЦ — 250 мм. Для трубопроводов приняты рекомендации, указанные в работе [9].

Результаты расчета приведены на рис. 3 и 4.

Выводы

1. Разработана математическая модель гидропривода с ПГМД, позволяющая определять параметры его рабочего процесса без усложнения вычислений.

2. При математическом моделировании работы гидропривода с ПГМД перспективно

сравнивать расчетные результаты с экспериментальными данными, полученными на разработанном стенде, а также создавать модель цифрового двойника гидропривода.

3. Цифровой двойник гидропривода с ПГМД можно использовать для мониторинга и диагностики реального гидропривода в реальном времени [10–12]. Он позволяет отслеживать

состояние и работу гидросистемы, выявлять потенциальные проблемы и предотвращать возможные отказы или поломки. Применение цифровых двойников гидропривода может значительно улучшить эффективность и надежность гидросистемы, а также снизить потенциальные риски и затраты [13–16].

Литература

- [1] Маслов М.М. Применение пневмогидравлического привода для ремонтных работ на примере универсального съемника. *Вестник НГИЭИ*, 2013, № 8, с. 54–62. EDN: RBNMZB
- [2] Васильев В.Н. *Организация производства в условиях рынка*. Москва, Машиностроение, 1993. 366 с.
- [3] Linjama M. Digital fluid power — state of the art. *12th Scandinavian Int. Conf. on Fluid Power*. Tampere University of Technology, 2011, pp. 18–20.
- [4] Donkov V.H., Andersen T., Linjama M. et al. Digital hydraulic technology for linear actuation: a state of the art review. *Int. J. Fluid Power*, 2020, vol. 21, no. 2, pp. 263–304, doi: <https://doi.org/10.13052/ijfp1439-9776.2125>
- [5] Laamanen A., Linjama M., Vilenius M. On the pressure peak minimization in digital hydraulics. *10th Scandinavian Int. Conf. on Fluid Power. Tampere University of Technology*, 2007, pp. 107–121.
- [6] Герц Е.В., Крейнин Г.В. *Динамика пневматических приводов машин-автоматов*. Москва, Машиностроение, 1964. 236 с.
- [7] Герц Е.В., Крейнин Г.В. *Синтез пневматических приводов*. Москва, Машиностроение, 1966. 212 с.
- [8] Лаптев Ю.Н., ред. *Гидросистемы высоких давлений*. Москва, Машиностроение, 1973. 151 с.
- [9] Донской А.С. *Математическое моделирование процессов в пневматических приводах*. Санкт-Петербург, Изд-во Политехн. ун-та, 2008. 120 с.
- [10] Saaksvuori A., Immonen A. Product lifecycle management. *Springer*, 2008. 254 p.
- [11] Grieves M. Digital twin: manufacturing excellence through virtual factory replication. *White Paper*, 2014, pp. 1–7.
- [12] Grieves M., Vickers J. Digital twin: mitigating unpredictable, undesirable emergent behavior in complex systems. In: *Transdisciplinary perspectives on complex systems*. Springer, 2017, pp. 85–113, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-319-38756-7_4
- [13] Glaessgen E.H., Stargel D.S. The digital twin paradigm for future NASA and U.S. air force vehicles. *53rd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conf.*, 2012, pp. 1–14, doi: <https://doi.org/10.2514/6.2012-1818>
- [14] *Guide to the Systems Engineering Body of Knowledge (SEBoK)*. sebokwiki.org: веб-сайт. URL: <https://sebokwiki.org/wiki> (дата обращения 22.04.2024).
- [15] Chatti S., Laperrière L., Reinhart G. et al. CIRP encyclopedia of production engineering. *Springer*, 2019. 1832 p.
- [16] Semeraro C. et al. Digital twin paradigm: a systematic literature review. *Comput. Ind.*, 2021, vol. 130, art. 103469, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compind.2021.103469>

References

- [1] Maslov M.M. Application of pneumohydraulic drive for repair on the example of universal remover. *Vestnik NGIEI [Bulletin NGIEI]*, 2013, no. 8, pp. 54–62. EDN: RBNMZB (in Russ.).
- [2] Vasilyev V.N. *Organizatsiya proizvodstva v usloviyakh rynka [Organization of production in market conditions]*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1993. 366 p. (In Russ.).
- [3] Linjama M. Digital fluid power — state of the art. *12th Scandinavian Int. Conf. on Fluid Power. Tampere University of Technology*, 2011, pp. 18–20.

- [4] Donkov V.H., Andersen T., Linjama M. et al. Digital hydraulic technology for linear actuation: a state of the art review. *Int. J. Fluid Power*, 2020, vol. 21, no. 2, pp. 263–304, doi: <https://doi.org/10.13052/ijfp1439-9776.2125>
- [5] Laamanen A., Linjama M., Vilenius M. On the pressure peak minimization in digital hydraulics. 10th Scandinavian Int. Conf. on Fluid Power. *Tampere University of Technology*, 2007, pp. 107–121.
- [6] Gerts E.V., Kreynin G.V. *Dinamika pnevmaticheskikh privodov mashin-avtomatov* [Dynamics of pneumatic drives of automatic machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1964. 236 p. (In Russ.).
- [7] Gerts E.V., Kreynin G.V. *Sintez pnevmaticheskikh privodov* [Synthesis of pneumatic drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 212 p. (In Russ.).
- [8] Laptev Yu.N., ed. *Gidrosistemy vysokikh davleniy* [Hydrosystems of high pressures]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 151 p. (In Russ.).
- [9] Donskoy A.S. *Matematicheskoe modelirovanie protsessov v pnevmaticheskikh privodakh* [Mathematical modeling of processes in pneumatic drives]. Sankt-Petersburg, Izd-vo Politekhn. un-ta Publ., 2008. 120 p. (In Russ.).
- [10] Saaksvuori A., Immonen A. Product lifecycle management. *Springer*, 2008. 254 p.
- [11] Grieves M. Digital twin: manufacturing excellence through virtual factory replication. *White Paper*, 2014, pp. 1–7.
- [12] Grieves M., Vickers J. Digital twin: mitigating unpredictable, undesirable emergent behavior in complex systems. In: *Transdisciplinary perspectives on complex systems*. Springer, 2017, pp. 85–113, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-319-38756-7_4
- [13] Glaessgen E.H., Stargel D.S. The digital twin paradigm for future NASA and U.S. air force vehicles. *53rd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conf.*, 2012, pp. 1–14, doi: <https://doi.org/10.2514/6.2012-1818>
- [14] *Guide to the Systems Engineering Body of Knowledge (SEBoK)*. sebokwiki.org: website. URL: <https://sebokwiki.org/wiki> (accessed 22.04.2024).
- [15] Chatti S., Laperrière L., Reinhart G. et al. CIRP encyclopedia of production engineering. *Springer*, 2019. 1832 p.
- [16] Semeraro C. et al. Digital twin paradigm: a systematic literature review. *Comput. Ind.*, 2021, vol. 130, art. 103469, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compind.2021.103469>

Статья поступила в редакцию 23.01.2025

Информация об авторах

КРИВОШЕЕВ Никита Сергеевич — директор по развитию и научной деятельности. ООО «ГС Юнит» (190008, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Садовая, д. 91/10, e-mail: ax@hydraulicunit.ru).

ЖАРКОВСКИЙ Александр Аркадьевич — доктор технических наук, профессор, профессор Высшей школы энергетического машиностроения. Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: azharkovsky@gmail.com).

Information about the authors

KRIVOSHEEV Nikita Sergeevich — Head of Development and Science. GS Unit LLC (190008, St. Petersburg, Russian Federation, Sadovaya St., Bldg. 91/10, e-mail: ax@hydraulicunit.ru).

ZHARKOVSKIY Aleksandr Arkadievich — Doctor of Science (Eng.), Professor of Higher School of Power Engineering. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: azharkovsky@gmail.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Кривошеев Н.С., Жарковский А.А. Математическая модель гидропривода с пневмогидравлическим мультипликатором давления. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 12, с. 81–87.

Please cite this article in English as:

Krivosheev N.S., Zharkovskii A.A. Mathematical model of a hydraulic drive with an air-hydro pressure multiplier. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 12, pp. 81–87.