

УДК 621.452.2.043+621.822

В.И. КОНОХ, И.И. КАЛИНИЧЕНКО, И.Н. ГОРДИЕЦ, И.Ю. КУКСА

ГП “Конструкторское бюро “Южное” им. М.К. Янгеля”, Днепропетровск

ОСОБЕННОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ИСТОЧНИКАХ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

На примере мембранного пневматического насоса с электрическим управлением рассмотрены особенности математического моделирования рабочих процессов в источниках гидравлической мощности с пневматическим приводом. Для рассматриваемого пневматического насоса были приведены уравнения движения мембран, поршней демпфера и компенсатора, уравнения изменения давлений в газовых и жидкостных полостях, уравнения расходов масла через трубопровод, жиклёр и обратные клапаны, уравнения расходов газа через каналы и сёдла электропневмоклапанов. Приведен анализ рабочих процессов, полученных расчётным и экспериментальным путём.

Ключевые слова: ИГМ, БИМ, пневматический насос, моделирование переходных процессов.

Введение

В современной технике для энергоснабжения исполнительных гидромеханизмов используются источники гидравлической мощности (ИГМ). ИГМ позволяет преобразовать имеющийся вид энергии в энергию рабочей жидкости. В ракетно-космической технике получили широкое распространение ИГМ, в которых используются насосы объёмного типа с пневмоприводом - пневматические насосы (ПН). На рис. 1 изображена типовая схема такого ИГМ.

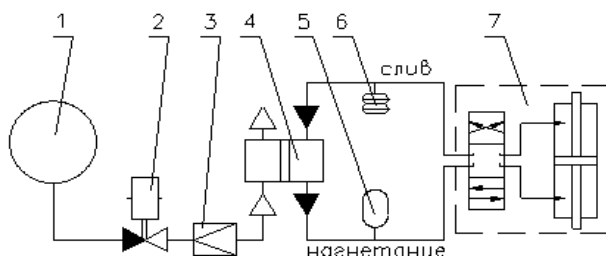


Рис. 1. Типовая схема ИГМ:

- 1 – баллон пневмосистемы; 2 – ЭПК;
3 – газовый редуктор; 4 – ПН; 5 – демпфер;
6 – компенсатор; 7 – исполнительный элемент

Наибольшее распространение в ИГМ получили ПН поршневого и мембранного типа. Рассмотрим для примера принцип работы мембранного ПН с электрическим управлением. Аналогичный ИГМ применяется на 2-й ступени РН “Зенит”. На рис. 2 представлена пневмогидравлическая схема этого ПН. При работе ПН сжатый газ через трубопровод 10 поступает в одну из рабочих камер ПН, например через ЭПК 7, в газовую полость А, газовая полость D при этом через ЭПК 11 сообщена с окружающей средой. Под действием давления газа мембрана 8 вытесняет масло из полости

В в магистраль нагнетания, а полость С заполняется маслом, поступающим из магистрали слива. Мембрана 8 в конце своего хода нажимает на шток 6 концевого выключателя 5. Система управления по команде концевого выключателя переключает ЭПК 7 и 11. При этом сжатый газ начинает поступать в полость D, а полость А сообщается с окружающей средой. Направление движения мембран 8 и 13 реверсируется. Мембрана 13 также в конце своего хода нажимает на шток 14 концевого выключателя 15 и система управления по команде концевого выключателя снова переключает ЭПК 7 и 11. Таким образом, ПН работает циклически. Постоянное направление движения масла в магистралях слива и нагнетания обеспечивается системой обратных клапанов 3, 4, 16, 17.

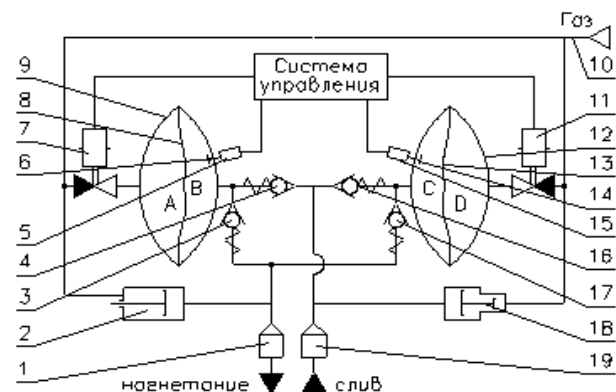


Рис. 2. Пневмогидравлическая схема мембранного ПН с электрическим управлением

- 1 – штуцер нагнетания; 2 – демпфер; 3, 4, 16, 17 – клапаны обратные; 5, 15 – выключатели концевого; 6, 14 – шток выключателя; 8, 13 – мембраны; 9, 12 – рабочие камеры; 7, 11 – ЭПК с дренажом; 10 – трубопровод подачи газа; 18 – компенсатор; 19 – штуцер слива; А, В, С, D – полости

1. Обзор публикаций и выделение нерешённых задач

Отработка и доводка новой конструкции в ракетно-космической технике требует больших материальных и временных затрат. Поэтому на стадии проектных работ целесообразно использовать математического моделирования.

Экспериментальные данные и опыт, применяемые при математическом моделировании существующих узлов и агрегатов можно использовать и при проектировании новых, а математическое моделирование с использованием экспериментальных данных близкого по конструкции прототипа, зачастую, позволяет с первого раза получить систему с требуемыми характеристиками.

Для рассматриваемого ИГМ важно спрогнозировать длительность и глубину провала давления в магистрали нагнетания ПН в момент реверсирования мембран, определить характер изменения во времени давлений в магистрали слива и газовых полостях А, D. Это позволило бы уменьшить влияние циклической работы ПН на работу исполнительного элемента гидропривода путём оптимизации конструктивных параметров демпфера, компенсатора и алгоритма работы системы управления. Таким образом, применение математического моделирования при проектировании ИГМ позволит существенно сократить время и стоимость разработки в целом.

2. Постановка задачи данного исследования

Задачей выполненного исследования являются разработка динамической математической модели ИГМ с пневматическим приводом.

3. Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Математическая модель рассматриваемого ПН включает в себя уравнения движения мембран, поршней демпфера и компенсатора, уравнения изменения давлений в газовых и жидкостных полостях, уравнения расходов масла через трубопровод, жиклёр и обратные клапаны, уравнения расходов газа через каналы ПН и сёдла ЭПК. Температуру газа в каналах и полостях считаем постоянной. Газ, проходя по каналам, расширяется, и как следствие, охлаждается. С другой стороны, за счёт внутреннего сопротивления и трения о стенки каналов газ нагревается, приближая тем самым процесс к изотерми-

ческому. Теплообменом в газовых и жидкостных полостях пренебрегаем. Характеристики подводящих и отводящих газовых и жидкостных каналов учитываются как дополнительные сопротивления, а объём трубопроводов при расчётах прибавляется к объёмам соответствующих полостей. Стенки гидравлических магистралей и полостей ПН считаем жесткими, нерастворенный в масле газ - отсутствует. На рис. 3 приведена расчётная схема ПН с электрическим управлением. Для мембранных насосов М1 и М2, демпфера DEM и компенсатора КОМ индекс "OIL" используется для обозначения жидкостных полостей, индекс "GAS" - газовых. Направление "X+" указывает положительное направление перемещений в выбранной системе координат. G - направление расходов масла и гелия. Рассмотрим особенности математического моделирования каждого из элементов, приведенных на расчётной схеме рис. 3. Для мембранных насосов М1 и М2 корпуса насосов, по компоновочным соображениям, имеют тороидальную форму. Зависимость изменения объёма жидкостной полости от перемещения мембраны с достаточной степенью точности, можно считать линейной, и при расчёте мембранный насос учитывать как цилиндр с поршнем. Жёсткостью мембран пренебрегаем. Таким образом, работа мембранного насоса М1 описывается следующей системой уравнений:

Изменение давления в газовой полости насоса:

$$\frac{dP_{M1}}{dt} = \frac{R \cdot T \cdot (G_{E1} - G_{E3}) - S_{MP} \frac{dX_{M1P}}{dt} P_{M1}}{V_{M10} + S_{MP} \cdot X_{M1P}}, \quad (1)$$

где R - газовая постоянная газа;

T - температура газа;

G_{E1} - расход газа через седло подачи ЭПК1 в газовую полость насоса М1;

G_{E3} - расход газа через седло дренажа ЭПК1 из газовой полости насоса М1 в окружающую среду;

S_{MP} - площадь эквивалентного поршня;

X_{M1P} - перемещение эквивалентного поршня;

V_{M10} - объём газовой полости при $X_{M1} = 0$.

Изменение давления в жидкостной полости насоса:

$$\frac{dP_{M3}}{dt} = \frac{\left(G_{Blin} - G_{Bout} + \frac{dX_{M1P}}{dt} \cdot S_{MP} \cdot \rho_{oil} \right) E}{\left(V_{M30} + S_{MP} \cdot (X_{MPmax} - X_{M1P}) \right) \rho_{oil}}, \quad (2)$$

где G_{Blin} - расход масла в жидкостную полость насоса через входной обратный клапан;

G_{Bout} - расход масла из жидкостной полости насоса через выходной обратный клапан;

E - модуль упругости масла;

X_{MPmax} - величина максимального перемещения эквивалентного поршня;

V_{M30} - объём жидкостной полости насоса при $X_{M1}=X_{MPmax}$;

ρ_{oil} - плотность масла.

Уравнение движения эквивалентного поршня:

$$\frac{d^2 X_{M1P}}{dt^2} = \frac{(P_{M1} - P_{M3}) \cdot S_{MP}}{M_{MP}}, \quad (3)$$

где M_{MP} - масса эквивалентного поршня – равна массе мембраны.

Аналогичной системой уравнений можно описать работу насоса M2, демпфера DEM и компенсатора KOM. Для демпфера и компенсатора в уравнении 3 необходимо учесть силу трения, возникающую в уплотнительных элементах поршней.

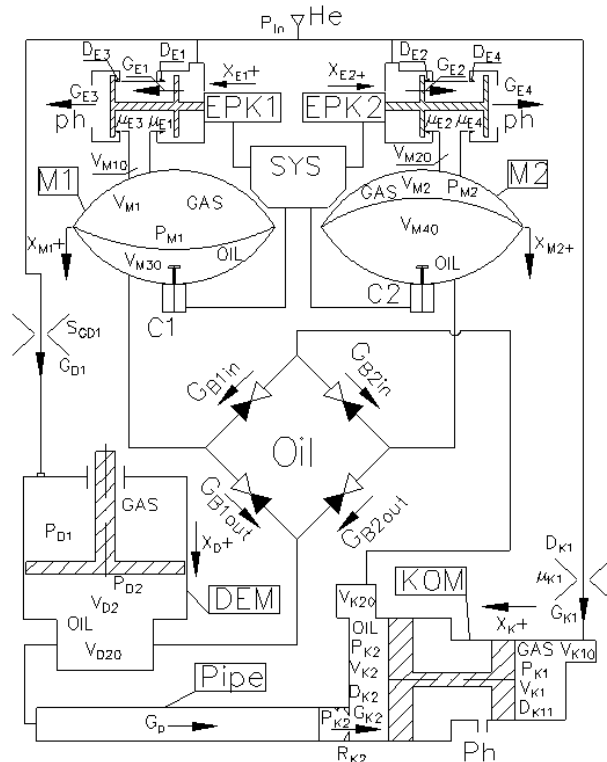


Рис. 3. Расчётная схема ПН
EPK1, EPK2 – ЭПК ПН, DEM – демпфер,
KOM – компенсатор, M1, M2 – насосы мембранные,
SYS – система управления ЭПК,
C1, C2 – выключатели концевые;
PIPE – жидкостная магистраль.

Обратные клапаны рассматриваются как жиклёры, с односторонним направлением движения масла. Так, например, работа входного обратного клапана насоса M1 описывается следующей системой уравнений:

$$G_{Blin} = \sqrt{\frac{P_{K2} - P_{M3}}{R_B}} \quad \text{при } P_{K2} > P_{M3} \quad (4)$$

$$G_{Blin} = 0, \quad \text{при } P_{K2} \leq P_{M3} \quad (5)$$

где P_{K2} - давление в жидкостной полости компенсатора;

$$R_B = \frac{\Delta P_{B0}}{G_{B0}^2} \text{ - гидравлическое сопротивление}$$

обратного клапана.

ΔP_{B0} - перепад давлений от жидкостной полости компенсатора KOM до жидкостной полости насоса M1 при расходе масла G_{B0} . Значения этого перепада давлений может быть получено из гидравлического расчёта проточной части ПН, или путём анализа экспериментальными данными, полученных при испытании прототипа.

Аналогичной системой уравнений можно описать все обратные клапаны, установленные в жидкостных магистралях ПН.

Для вычисления расходов газа через каналы и сёдла ЭПК используются те же зависимости, что и для жиклёров.

$$\text{при } \frac{P_{out}}{P_{in}} > \beta_{cr}$$

$$G = \mu \cdot f \cdot P_{in} \sqrt{\frac{2k}{R \cdot T \cdot (k-1)} \left[\left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (6)$$

$$\text{при } \frac{P_{out}}{P_{in}} < \beta_{cr} \quad G = \frac{\mu \cdot f \cdot A}{\sqrt{R_{He} T_{He}}} \cdot P_{in} \quad (7)$$

где P_{in} – абсолютное давление на входе в жиклер;

P_{out} – абсолютное давление на выходе;

μ – коэффициент расхода;

f – площадь проходного сечения жиклера;

k – показатель адиабаты газа;

$\beta_{cr} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ – критическое отношение давлений,

$$A = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}} \text{ - коэффициент.}$$

Здесь площадь проходного сечения жиклёра f равна площади рассматриваемого канала в самом узком месте, а при расчёте расхода газа через седло ЭПК – площади проходного сечения между затвором и седлом ЭПК. Потери давления в каналах и сёдлах ЭПК учитываются коэффициентом расхода μ , который представляет собой отношение действительного расхода при истечении газа через жиклёр к теоретическому. На стадии проектирования ПН коэффициенты расходов могут быть получены расчётным путём (расчёт пневмосопротивлений) или, при наличии прототипа с аналогичными конструктивными элементами, приняты такими же как и в прототипе.

Так, например, для жиклёра, имитирующего канал между подводом газа в ПН и газовой полостью демпфера DEM коэффициент расхода $\mu_{D1}=0,55$, а для жиклёра, имитирующего канал между подводом газа в ПН и газовой полостью компенсатора КОМ $\mu_{K1}=0,8$. При расчёте расходов газа через сёдла ЭПК коэффициенты расходов для сёдел подачи μ_{E1}, μ_{E2} учитывают потери давления в канале от подвода газа в ПН до газовых полостей мембранных насосов М1 и М2, а коэффициенты расходов для сёдел дренажа μ_{E3}, μ_{E4} учитывают потери давления в канале от газовых полостей мембранных насосов М1 и М2 до дренажного седла ЭПК. Для рассматриваемого ПН эти коэффициенты были получены расчётным путём: $\mu_{E1}=\mu_{E2}=0,3$, $\mu_{E3}=\mu_{E4}=0,65$. Однако, результаты математического моделирования ПН – прототипа показали, что в момент реверсирования мембран насосов М1 и М2 глубина провала выходного давления, полученная расчётным путём была несколько меньше по сравнению с экспериментальными данными. Это связано с тем, что в реальном ПН в момент перемещения затворов ЭПК часть газа попадает в дренаж, минуя газовые полости насосов М1 и М2 – “прострел” газа в дренаж. Для обеспечения сходимости расчёта с экспериментальными данными во время движения затворов ЭПК были приняты следующие коэффициенты расходов: $\mu_{E1}=\mu_{E2}=1$, $\mu_{E3}=\mu_{E4}=0,82$. Эти коэффициенты расхода были также использованы для учёта “прострела” и в рассматриваемом ПН.

Для ЭПК кроме уравнений расходов необходимо также привести уравнения перемещения их затворов. Однако, учитывая, что в ПН применяются серийно изготавливаемые ЭПК, имеющие стабильные времена срабатывания, то при моделировании их переключение определялось следующими параметрами:

- 1) временем задержки от касания мембраной концевого выключателя до начала переключения;
- 2) временем непосредственного переключения с постоянной скоростью перемещения затворов.

Таким способом одновременно была учтена работа электропневмоклапанов ЕРК1 и ЕРК2, системы управления SYS, и концевых выключателей С1 и С2.

Гидравлический привод при математическом моделировании ПН, также как и при испытании на гидравлическом стенде, имитируется трубопроводом с жиклёром, который обеспечивает необходимый расходный режим.

Расход через жиклёр:

$$G_{K2} = \sqrt{\frac{P_{K2}^1 - P_{K2}}{R_{K2}}}, \quad (8)$$

где P_{K2}^1 - давление в трубопроводе перед жиклёром;

P_{K2} - давление в жидкостной полости компенсатора КОМ.

$$R_{K2} = \frac{\Delta P_{K20}}{G_{K20}^2} - \text{гидравлическое сопротивление}$$

жиклёра;

ΔP_{K20} - потребный перепад давлений на жиклёре при расходе масла G_{K20} .

Изменение расхода масла в трубопроводе:

$$\frac{dG_P}{dt} = \frac{S_P}{L_P} \cdot (P_{D2} - P_{K2}^1 - R_P \cdot G_P \cdot |G_P|), \quad (9)$$

где S_P – площадь сечения трубопровода;

L_P - длина трубопровода;

P_{D2} – давление в жидкостной полости демпфера;

$$R_P = \frac{1}{2 \cdot \rho_{oil}} \cdot \left(\lambda \frac{L_P}{D_P} \cdot \frac{1}{S_P^2} \right) - \text{гидравлическое со-}$$

противление трубопровода;

λ – коэффициент потерь на трение, который зависит от режима течения (числа Рейнольдса) и относительной шероховатости внутренних стенок трубопровода;

D_P - внутренний диаметр трубопровода.

Изменение давления в трубопроводе перед жиклёром:

$$\frac{dP_{K2}^1}{dt} = \frac{(G_P - G_{K2})}{C_P}, \quad (19)$$

где $C_P = \frac{\rho_{oil}}{E} \cdot V_P$;

$V_P = S_P \cdot L_P$ - объём трубопровода.

Решение приведенной выше системы дифференциальных нелинейных уравнений производится численным интегрированием методом Эйлера. Оптимальный шаг интегрирования, с точки зрения продолжительности счёта и качества результатов расчёта, равен $dt=10^{-6}$ с.

Для оценки достоверности полученной математической модели рассмотрим рабочий процесс ПН при расходе масла $189 \text{ см}^3/\text{с}$ в момент реверсирования мембран.

На рис. 4 приведен рабочий процесс, полученный расчётным путём, а на рис. 5 – результаты испытаний на гидравлическом стенде.

Проведем анализ этих рабочих процессов.

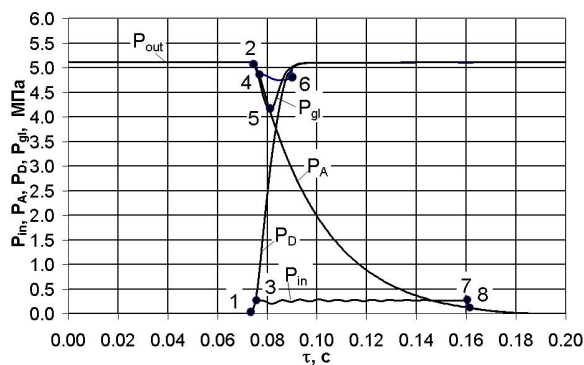


Рис. 4. Расчётный рабочий процесс ПН с электрическим управлением

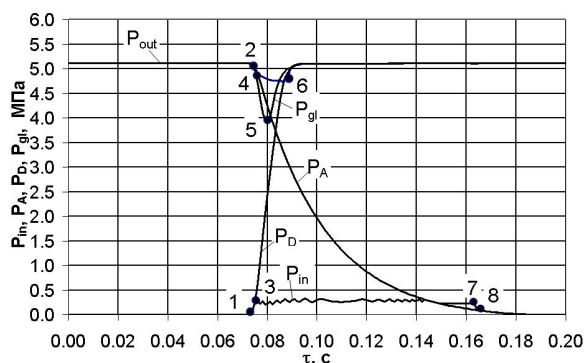


Рис. 5. Рабочий процесс ПН с электрическим управлением:

P_A, P_D – давления в газовых полостях А и D в соответствии с рис. 2, P_{in} – давление в сливной магистрали, P_{out} – давление в магистрали нагнетания, P_{gl} – давление газа на входе в ПН

При поступлении в систему управления сигнала, например, от выключателя 5 (рис. 2) командный сигнал с обмотки ЭПК 7 снимается и подается на ЭПК 11. ЭПК 11 срабатывает, отключает полость D от внешней среды и подключает подачу газа в полость D (точка 1, рис. 4, рис.5). При этом ЭПК 7 отключает подачу газа в полость А (точка 2) и соединяет ее с окружающей средой. Одновременное переключение ЭПК 7 и 11 и срабатывание компенсатора обуславливают скачкообразное увеличение давления в линии слива (точка 3). В процессе переключения ЭПК 7 и 11 в линии подачи газа на вход в ПН снижается давление (точка 5), что связано с динамическими характеристиками системы питания ПН газом. Следовательно, также снижается давление в линии нагнетания (точка 4). Демпфер компенсирует снижение давления в линии нагнетания путем вытеснения масла, о чем свидетельствует разница между давлением в линии нагнетания P_{out}

(точка 4) и давлением в линии подачи газа P_{gl} (точка 5). После переключения ЭПК 7 и 11 начинается заправка демпфера. Снижение давления в линии слива (точка 7–8) происходит вследствие опорожнения газовой полости А и вытеснения масла из компенсатора 18 в полость В. Полученные результаты расчётов имеют хорошую сходимость с экспериментальными данными, что позволяет использовать математическую модель для исследования свойств и характеристик моделируемой системы. Как видно из рис. 4 и рис.5, основным фактором, оказывающим влияние на работу гидропривода является скачкообразное увеличение давления масла в магистрали слива ПН длительностью до 0,09 с. Это означает, что при проектировании ПН необходимо максимально снизить давление масла в компенсаторе при реверсировании мембран. Следующим влияющим фактором является провал давления в магистрали нагнетания длительностью около 0,02 с. Наличие этого фактора свидетельствует о влиянии на выходные характеристики ПН динамических характеристик системы питания ПН газом.

Выводы

1. Приведенная математическая модель позволяет ещё на стадии проектирования вычислить поведение основных параметров ПН в момент реверсирования мембран.
2. Полученные результаты расчётов имеют хорошую сходимость с экспериментальными данными, что позволяет использовать математическую модель для исследования свойств и характеристик ПН.
3. Основным недостатком данного типа ПН являются большая длительность и амплитуда пульсации давления масла в сливной магистрали, что может оказывать влияние на скоростные характеристики исполнительного гидропривода.

Литература

1. Башта, Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика [Текст] / Т.М. Башта. - М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
2. Башта, Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов [Текст] / Т.М. Башта. - М.: Машиностроение, 1967. – 497 с.
3. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей [Текст]: научное пособие / В.К. Чванов, Е.Н. Беляев, В.К. Чванов, В.В. Черваков. - М.: Из-во МАИ, 1999. – 226 с.

Поступила в редакцию 23.05.2012

Рецензент: д-р техн. наук, проф., декан физико-технического факультета А.Н. Петренко, Днепропетровский национальный университет, Украина.

**ОСОБЛИВОСТІ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ
В ДЖЕРЕЛАХ ГІДРАВЛІЧНОЇ ПОТУЖНОСТІ
З ПНЕВМАТИЧНИМ ПОВІДНИКОМ**

В.І. Конох, І.І. Калініченко, І.М. Гордісць, І.Ю. Кукса

На прикладі мембранного пневматичного насоса з електричним керуванням розглянуто особливості математичного моделювання робочих процесів в джерелах гідравлічної потужності з пневматичним повідником. Для розглянутого пневматичного насоса були наведені рівняння руху мембран, поршнів демпфера та компенсатора, рівняння зміни тиску у газових та рідинних порожнинах, рівняння витрати оливи крізь трубопровід, жиклёр й зворотні клапани, рівняння витрати газу крізь канали та сідла електропневмоклапанів. Наведений аналіз робочих процесів, що отримані розрахунковим та експериментальним шляхом.

Ключові слова: ДГП, БДП, пневматичний насос, математичне моделювання перехідних процесів.

**THE FEATURES OF MATHEMATICAL MODELING
OF WORKING PROCESSES IN HYDRAULIC POWER SYSTEMS
WITH A PNEUMATIC ACTUATOR**

V.I. Konokh, I.I. Kalinichenko, I.N. Gordiets, I.Yu. Kuksa

The features of mathematical modeling of transient processes in the hydraulic power systems with a pneumatic actuator is presented. It was made on the example of the membrane pneumatic pump with an electric control. For the considered pneumatic pump were given the equations of the membranes motion, the damper piston motion and compensator piston motion, equations of pressure change in the cavities of gas and liquid, the equations of the oil flow through the pipeline and non-return valves, the equations of the gas flow through the channels and seats of the solenoid. The analysis of the transient processes, obtained by calculation and experiment is presented.

Key words: HPS, on-board power source, pneumo-pump, mathematical modeling of transient processes .

Конох Владимир Иванович - канд. техн. наук, начальник отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП "КБ "Южное", Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Калиниченко Игорь Иванович – начальник сектора отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП "КБ "Южное", Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Гордиец Иван Николаевич – начальник группы отдела агрегатов автоматики ГП "КБ "Южное", Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Кукса Игорь Юрьевич – ведущий инженер-конструктор отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП "КБ "Южное", Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.