

УДК 629.7.062:621.454.2.054

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

Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля»

СОЗДАНИЕ ИСТОЧНИКОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ С ПОРШНЕВЫМ ПНЕВМАТИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ДЛЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ВЕКТОРОМ ТЯГИ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ

Рассмотрено применение объемных насосов поршневого типа с поступательными звеньями в источниках гидравлической мощности с пневматическим приводом. Для данного типа насосов построена нелинейная математическая модель с использованием уравнений движения поршня основного насоса, пневмораспределителя, 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 седла пневмораспределителя. Приведен анализ рабочих процессов, полученных расчётным и экспериментальным путём. Рассмотрена возможность применения одного типоразмера насоса на различных режимах.

Ключевые слова: пневматический насос, источник гидравлической мощности, моделирование рабочих процессов.

Введение

Для управления полетом ракеты-носителя (РН) применяют систему управления вектором тяги, которая отклоняя камеры двигателя, газовые рули или двигатель в целом создает управляющие усилия.

Для решения этой задачи возможно применение различных приводов: электрических, газовых или гидравлических.

Электрические приводы используются на двигателях верхних ступеней и имеют невысокие мощности, что и является их недостатком. Газовые приводы используются на оперативно-тактических ракетах и имеют недостаток, связанный со сжимаемостью газа, вследствие чего снижается их точность. Чаще всего применяются гидравлические приводы. Для питания гидравлических приводов существует несколько основных источников.

Первый – отбор компонента топлива от двигателя либо для привода дополнительного насоса, либо для замещения масла компонентом топлива. Недостаток данного источника – функционирование системы возможно только при работе двигателя, т.е. нет возможности проведения предстартовых проверок.

Второй источник – это автономные системы гидравлической мощности, имеющие свое рабочее тело – масло. К ним относятся:

- вытеснительные системы;
- турбонасосные с насосом вращательного действия;
- насосы с пневматическим возвратно-поступательным приводом.

Недостатком вытеснительных систем является существенное увеличение габаритно-массовых характеристик при увеличении времени работы и/или мощности насоса.

В турбонасосах с насосом вращательного действия приводом может служить: газовая турбина, работающая на генераторном или сжатом газе; электродвигатели. Недостатками таких насосов являются сложная система регулирования или наличие системы электрического питания.

Этих недостатков лишены насосы с пневматическим возвратно-поступательным приводом: мембранного или поршневого дифференциального типа.

Типовая схема источника гидравлической мощности (ИГМ) с пневматическим возвратно-поступательным приводом изображена на рис. 1.

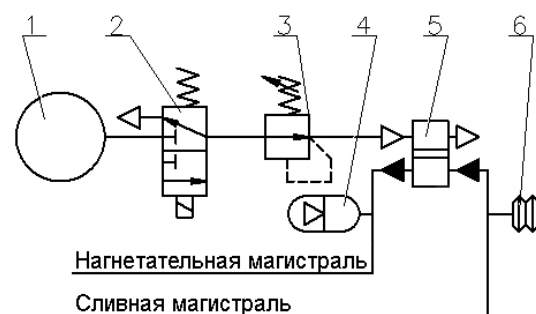


Рис. 1. Типовая схема ИГМ:
1 – емкость с газом высокого давления;
2 – электропневмоклапан;
3 – газовый редуктор; 4 – демпфер;
5 – пневмонасос (ПН);
6 – компенсатор

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 математическое моделирование.

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 характеристики рабочих процессов, определить характер изменения во времени давлений в магистралях и газовых полостях привода. Это позволило бы уменьшить влияние циклической работы

ПН на работу исполнительного элемента гидропривода путём оптимизации конструктивных параметров демпфера, компенсатора. Таким образом, применение математического моделирования при проектировании ИГМ позволит существенно сократить время и стоимость разработки.

2. Постановка задачи данного исследования

Задачей данного исследования являются разработка динамической математической модели ИГМ с поршневым ПН, а также оценка возможности применения одного типоразмера ПН на различных режимах работы.

В последнее время наибольшее распространение в ИГМ получили ПН поршневого и мембранного типа. Рассмотрим для примера принцип работы поршневого ПН. Аналогичный ИГМ применяется на верхней ступени РН “Днепр”. На рис. 2 представлена пневмогидравлическая схема этого ПН.

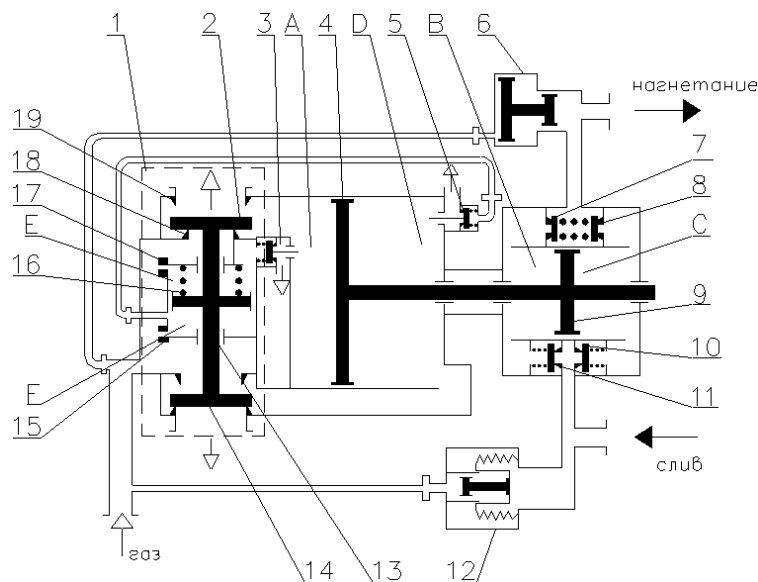


Рис. 2. Пневмогидравлическая схема поршневого ПН:

- 1 – пневмораспределитель; 2, 14 – затвор; 3, 5 – клапан концевой; 4 – пневмопоршень; 6 – демпфер; 7, 8, 10, 11 – клапан обратный; 9 – гидпоршень; 12 – компенсатор; 13 – поршень пневмораспределителя; 15, 17 – жиклер; 16 – пружина; 18, 19 – седло; А, В, С, D, E, F – полости

В исходном положении под действием пружины 16 поршень 13 пневмораспределителя 1 находится в крайнем нижнем положении. Полость D сообщена с источником сжатого газа, а полость А - с окружающей средой. Демпфер 6 полностью заполнен маслом. При подаче сжатого газа – газовая полость демпфера заполняется быстрее, чем полость D ПН, и масло начинает вытесняться из демпфера 6 и поступать в линию нагнетания. Затем газ начинает заполнять полость D. При достижении в полости D

давления, определяемого разностью дифференциалов демпфера и ПН, гидпоршень 9 перемещается влево, вытесняя масло из полости В в трубопровод нагнетания. При этом срабатывает (открывается) обратный клапан 7 и масло под высоким давлением заполняет демпфер 6 и поступает по линии нагнетания к гидроприводам. Пройдя через гидравлические приводы, масло по трубопроводу слива через обратный клапан 10 начнет заполнять полость С. При этом обратные клапаны 8 и 11 закрыты давлением

масла. При нажатии пневмопоршнем 4 на концевой клапан 3, он открывается и дренажирует в атмосферу сжатый газ из полости E под поршнем 13 пневмораспределителя 1. Поршень 13 со штоком под действием разности давлений в полостях E и F перемещается до контакта затвора 2 с седлом 19. При этом полость A сообщается с источником сжатого газа, а полость D – с атмосферой. Пневмопоршень 4 и гидропоршень 9 изменяют направление движения и перемещаются до контакта с концевым клапаном 5. При перемещении пневмопоршня 4 вправо, он перестает воздействовать на концевой клапан 3, который под действием пружины закрывается. Давление в управляющей полости E пневмораспределителя, благодаря подпитке через жиклер 17, восстанавливается до первоначального уровня.

Масло высокого давления вытесняется из полости C через клапан 8 в линию нагнетания и демпфер 6. Полость B через клапан 11 сообщается с линией слива. При нажатии на концевой клапан 5 происходит обратное переключение пневмораспределителя 1 вследствие дренажирования в атмосферу сжатого газа из полости F над поршнем 13. Процесс повторяется.

Компенсатор 12 установлен на линии слива ПН и предназначен для поддержания постоянного давления масла на входе в ПН и компенсации температурного расширения масла в системе.

Демпфер 6 расположен на линии нагнетания и служит для уменьшения провалов давления рабочей жидкости в момент реверса гидропоршня 9. При движении гидропоршня 9 демпфер заправляется маслом, а в момент реверса – вытесняет масло высокого давления с линию нагнетания.

3. Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Математическая модель рассматриваемого ПН включает в себя уравнения движения пневмо- и гидро- поршня, поршней демпфера и компенсатора, штока газового редуктора, затворов пневмораспределителя; уравнения изменения давлений в газовых и жидкостных полостях; уравнения расходов масла через трубопровод, жиклёр и обратные клапаны; уравнения расходов газа через каналы ПН и газовый редуктор.

Температуру газа в каналах и полостях считаем постоянной. Газ, проходя по каналам, расширяется, и как следствие, охлаждается. При составлении математической модели было сделано допущение, что из-за быстропотекающих процессов в ИГМ теплообменом в газовых и жидкостных полостях пренебрегаем, а процессы сжатия и расширения в газовых

полостях изотермические. Характеристики подводящих и отводящих жидкостных каналов учитываются как сосредоточенные, 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 поршневого ПН. Для поршневого ПН PP, 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 поршневого ПН PP зависимость изменения объёма жидкостной полости от перемещения пневмо- и гидро- поршня с достаточной степенью точности, можно считать линейной. Таким образом, работа поршневого ПН PP описываются следующей системой уравнений:

Изменение давления в газовой полости насоса: для движения поршня в направлении "X+"

$$\frac{dP_{M1}}{dt} = \frac{R \cdot T \cdot (G_{S1} - G_{S3}) - S_{MP} \cdot \frac{dX_{PP}}{dt} \cdot P_{M1}}{V_{M10} + S_{MP} \cdot X_{PP}}, \quad (1)$$

для движения поршня в обратном направлении

$$\frac{dP_{M2}}{dt} = \frac{R \cdot T \cdot (G_{S2} - G_{S4}) - S_{MP1} \cdot \frac{dX_{PP}}{dt} \cdot P_{M2}}{V_{M20} + S_{MP1} \cdot (X_{PPmax} - X_{PP})}, \quad (2)$$

где R – газовая постоянная;

T – температура газа;

G_{S1}, G_{S2} – расход газа через седло подачи пневмораспределителя SW в газовую полость ПН;

G_{S3}, G_{S4} – расход газа через седло дренажа пневмораспределителя SW из газовой полости ПН в окружающую среду;

S_{MP} – площадь газового поршня;

S_{MP1} – площадь газового поршня без площади штока;

X_{PPmax} - величина максимального перемещения поршня;

X_{PP} – величина перемещения поршней;

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

V_{M20} - объём газовой полости V_{M1} при $X_{PP}=X_{PPmax}$.

Изменение давления в жидкостной полости насоса:

для движения поршня в направлении "X+"

$$\frac{dP_{F1}}{dt} = \frac{\left(G_{Blin} - G_{Bout} + \frac{dX_{PP}}{dt} \cdot S_{FP1} \cdot \rho_{oil} \right) \cdot E}{(V_{F10} + S_{FP1} \cdot (X_{PPmax} - X_{PP})) \cdot \rho_{oil}}, \quad (3)$$

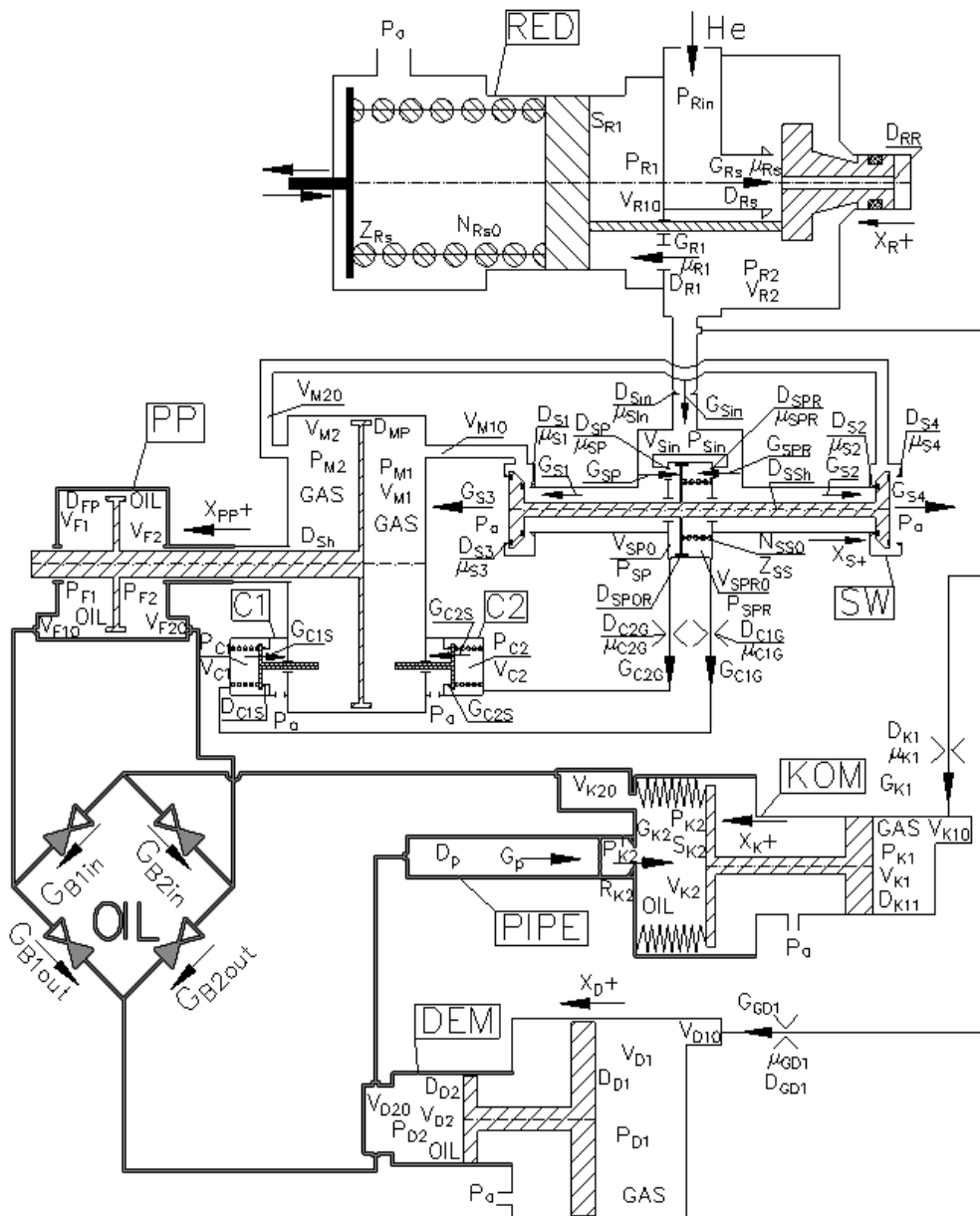


Рис. 3. Расчётная схема поршневого ПН с газовым редуктором: RED - газовый редуктор, SW – пневмораспределитель, DEM – демпфер, КОМ – компенсатор, PP – поршневой ПН, C1, C2 – клапаны концевые поршневого ПН; PIPE – жидкостная магистраль

для движения поршня в обратном направлении

$$\frac{dP_{F2}}{dt} = \frac{\left(G_{B2in} - G_{B2out} + \frac{dX_{PP}}{dt} \cdot S_{FP1} \cdot \rho_{oil} \right) \cdot E}{(V_{F20} + S_{FP1} \cdot X_{PP}) \cdot \rho_{oil}}, \quad (4)$$

где G_{B1in} , G_{B2in} – расход масла в жидкостную полость насоса через входные обратные клапаны;

G_{B1out} , G_{B2out} – расход масла из жидкостной полости насоса через выходные обратные клапаны;

S_{FP1} – площадь масляного поршня без площади штока;

E - модуль упругости масла;

V_{F10} - объём жидкостной полости V_{F1} при $X_{PP}=X_{PPmax}$;

V_{F10} - объём жидкостной полости V_{F1} при $X_{PP}=0$;

ρ_{oil} - плотность масла.

Уравнение движения пневмо- и гидро- поршня:

$$\frac{d^2 X_{PP}}{dt^2} = \frac{P_{M1} \cdot S_{MP} - P_{M2} \cdot S_{MP1}}{M_{PP}} + \frac{(P_{F2} - P_{F1}) \cdot S_{FP1} - \Sigma F_{PPTR}}{M_{PP}}, \quad (5)$$

где M_{PP} - масса пневмо- и гидро- поршня;

ΣF_{PPTR} – среднее значение силы трения по пневмо- и гидро- поршням.

Аналогичной системой уравнений можно описать работу газового редуктора RED, демпфера DEM, компенсатора КОМ и пневмораспределителя SW.

Расходы газа через сужающиеся устройства поршневого ПН в общем виде можно описать следующей математической моделью.

При докритическом режиме истечения:

$$\frac{P_{out}}{P_{in}} > \beta_{cr},$$

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

При сверхкритическом режиме истечения:

$$\frac{P_{out}}{P_{in}} < \beta_{cr},$$

$$G = \frac{\mu \cdot f \cdot P_{in}}{\sqrt{R_{He} T_{He}}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}, \quad (7)$$

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;

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

давлений.

Здесь площадь проходного сечения жиклёра f равна площади рассматриваемого канала в самом узком месте, а при расчёте расхода газа через газовый редуктор – площади проходного сечения между затвором и седлом, а также площади демпфирующего жиклера. Потери давления в каналах и седлах газового редуктора 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.

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

$$G_{Blin} = \sqrt{\frac{P_{K2} - P_{F1}}{R_B}}, \text{ при } P_{K2} > P_{F1}, \quad (8)$$

$$G_{Blin} = 0, \text{ при } P_{K2} \leq P_{F1}, \quad (9)$$

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

$R_B = \Delta P_{B0} / G_{B0}^2$ – гидравлическое сопротивление обратного клапана.

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

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

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

Расход через жиклёр:

$$G_{K2} = \sqrt{\frac{P_{K2}^1 - P_{K2}}{R_{K2}}}, \quad (10)$$

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:

$$\frac{dG_P}{dt} = \frac{S_P}{L_P} \cdot (P_{D2} - P_{K2}^1 - R_P \cdot G_P \cdot |G_P|), \quad (11)$$

где S_P – площадь сечения трубопровода;

G_P – расход масла через трубопровод – имитатор гидропривода;

L_P – длина трубопровода;

P_{D2} – давление в жидкостной полости демпфера;

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

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:

$$\frac{dP_{K2}^1}{dt} = \frac{(G_P - G_{K2})}{C_P}, \quad (12)$$

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

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

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

Для оценки достоверности полученной математической модели рассмотрим рабочий процесс ПН при расходе масла 0,17 кг/с. На рис. 4 приведен рабочий процесс, полученный расчётным путём, а на рис. 5 – результаты испытаний на гидравлическом стенде. Проведем анализ этих рабочих процессов.

При нажатии на клапан концевой 3 (рис. 2) (точка 1, рис. 4, рис. 5) в пневмораспределителе происходит переключение. В полость А подается газ высокого давления (точка 2), а полость D сообщается с внешней средой (точка 3). При переключении пневмораспределителя в линии подачи газа на вход в ПН снижается давление (точка 5), что связано с динамическими характеристиками газового реду-

тора. Следовательно, также снижается давление в линии нагнетания (точка 4). Демпфер компенсирует снижение давления в линии нагнетания путем вытеснения масла (точка 6). Длительность провала давления в линии нагнетания обуславливается временем переходного процесса газового редуктора и временем опорожнения газовой полости D (точка 7). После выхода редуктора на режим начинается заправка демпфера (от точки 6 до точки 8).

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 провал давления в магистрали нагнетания длительностью около 0,04 с. Наличие этого фактора свидетельствует о влиянии на выходные характеристики ПН динамических характеристик системы питания ПН газом.

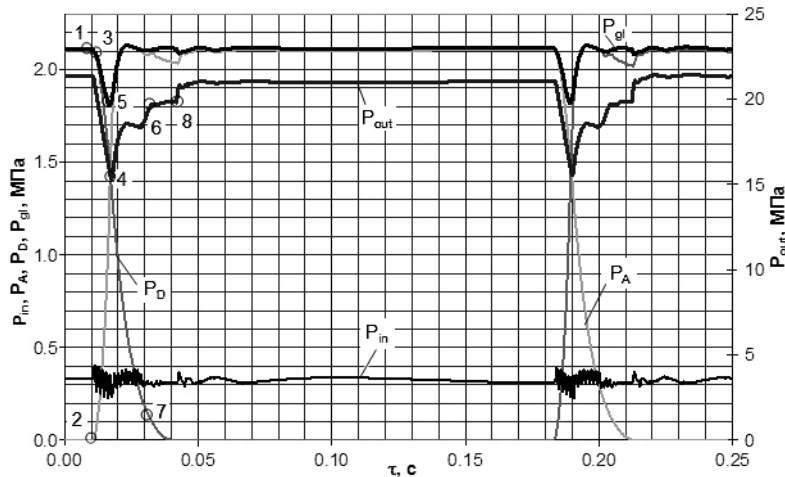


Рис. 4. Расчётный рабочий процесс поршневого ПН

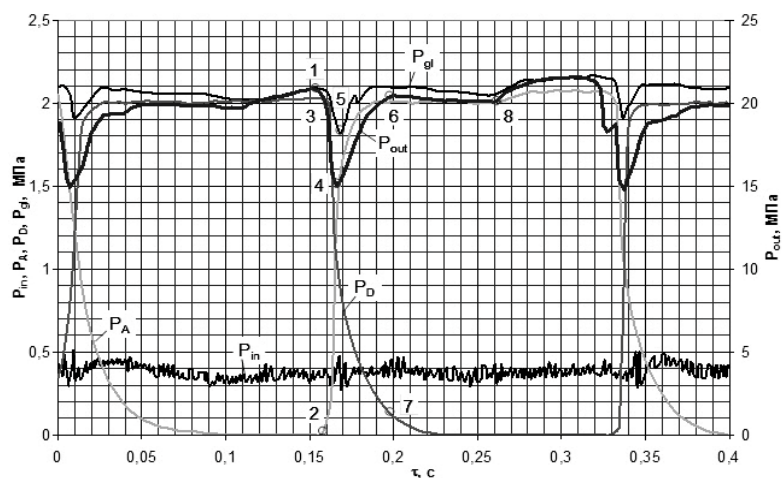


Рис. 5. Рабочий процесс поршневого ПН:

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

Величина провала до 28% от номинального давления и его небольшая длительность практически не сказываются на характеристиках гидропривода из-за его инертности.

Рассмотрим применение одного типоразмера пневматического ПН для различных режимов работы. На рис. 6 приведен рабочий процесс полученный расчетным путем для расхода масла 0,32 кг/с, на рис. 7 – для расхода масла 0,053 кг/с.

Как видно из рис. 6 и рис. 7 при уменьшении или увеличении расхода масла от номинального значения (0,17 кг/с) и постоянном давлении гелия на входе ($P_{gl}=2,09$ МПа) среднее значение давления масла в магистрали нагнетания будет находиться в диапазоне $P_{out} = (20,97^{+0,14}_{-0,45})$ МПа. Результаты расчета приведены в таблице 1.

Изменение давление на выходе из ПН обусловлено изменением перепада давления на обратных клапанах ПН и пневмораспределителе.

Габаритные размеры рассматриваемого поршневого ПН составляют (280×200×160) мм, масса равна 3,4 кг. Общий вид приведен на рис. 8.

Таблица 1

Результаты расчета давления масла на выходе для разных режимов работы поршневого ПН

Расход масла, m кг/с	Среднее значение давление на выходе из ПН, P _{out} МПа
0,053	21,11
0,17	20,97
0,32	20,52

Выводы

1. Приведенная математическая модель позволяет ещё на стадии проектирования вычислить основные характеристики поршневого ПН.
2. Сравнение экспериментальных данных с результатами расчетов по математической модели показывает хорошую их сходимость, что позволяет говорить о достоверности результатов математического моделирования и применимости модели для проектных расчетов ПН.
3. Поршневой ПН обладает таким свойством, что один его типоразмер может быть применен для ИГМ разной мощности.

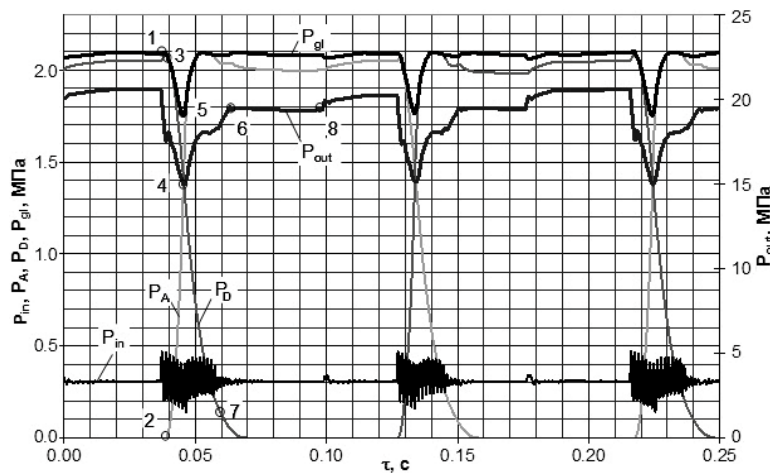


Рис. 6. Расчетный рабочий процесс поршневого ПН при расходе масла 0,32 кг/с

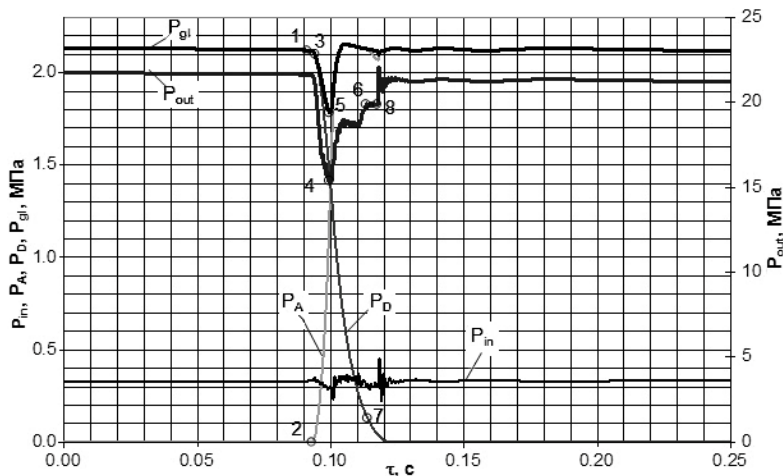


Рис. 7. Расчетный рабочий процесс поршневого ПН при расходе масла 0,053 кг/с

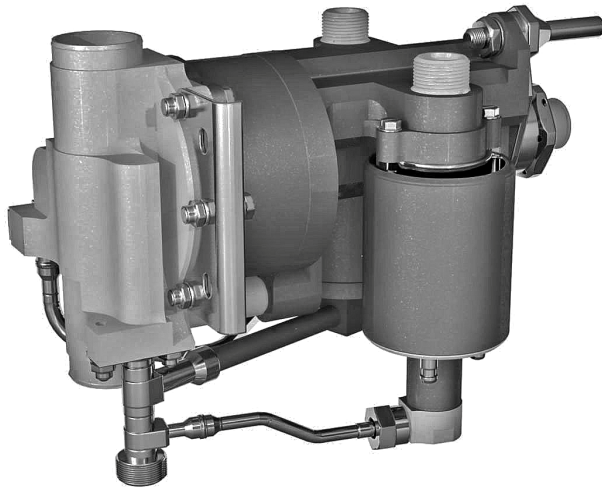


Рис. 8. Общий вид поршневого ПН

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. Особенности математического моделирования рабочих процессов в источниках гидравлической мощности с пневматическим приводом [Текст] / В.И. Конох, И.И. Калиниченко, И.Н. Гордиец, И.Ю. Кукса // *Авиационно-космическая техника и технология*. - 2012. - № 9/96. - С. 163-168.
4. Чванов, В.К. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей [Текст]: учеб. пособие / Е.Н. Беляев, В.К. Чванов, В.В. Черваков. - М.: Изд-во МАИ, 1999. - 226 с.

Поступила в редакцию 3.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Габринец, декан физико-технического факультета Днепропетровского национального университета им. Олеся Гончара, Украина.

СТВОРЕННЯ ДЖЕРЕЛ ГІДРАВЛІЧНОЇ ПОТУЖНОСТІ З ПОРШНЕВИМ ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ ДЛЯ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ВЕКТОРОМ ТЯГИ РАКЕТИ-НОСІЯ

В.І. Конох, І.І. Калініченко, І.М. Гордієць, І.Ю. Кукса, А.В. Шпак

Розглянуто застосування об'ємних насосів поршневого типу з поступальними ланками в джерелах гідравлічної потужності з пневматичним приводом. Для даного типу насосів побудована нелінійна математична модель з використанням рівнянь руху поршнів основного насосу, пневморасподільника, демпфера та компенсатора, рівняння зміни тиску у газових та рідинних порожнинах, рівняння витрати оливи крізь трубопровід, жиклер й зворотні клапани, рівняння витрати газу крізь канали та сідла пневморасподільника. Наведений порівняльний аналіз робочих процесів, що отримані розрахунковим та експериментальним шляхом. Розглянута можливість використання одного типорозміру насосу на різних режимах.

Ключові слова: пневматичний насос, джерело гідравлічної потужності, моделювання робочих процесів.

CREATION OF HYDRAULIC POWER SYSTEM WITH A PNEUMATIC PISTON ACTUATOR FOR THRUST VECTOR CONTROL SYSTEMS

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

It is considered an application of volumetric piston-type pumps with progressive elements in hydraulic power systems with a pneumatic actuator. For present type of pumps were given the nonlinear mathematical model using the equations of the pump's pistons motion, pneumatic distributor motion, damper and compensator motion, equations of pressure change in gas and liquid cavities, the equations of the oil flow through the pipeline, orifice and non-return valves, the equations of gas flow through the channels and seats of pneumatic distributor. The possibility of application of the same dimension-type pump for various modes is presented.

Key words: pneumo-pump, hydraulic power system, 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 ЖРД 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.

Шпак Артем Владимирович – инженер-конструктор II категории отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП"КБ "Южное", Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.