

УДК 629.7.064

Математическая модель привода аварийной турбонасосной станции пассажирского самолета

Ионов В.А.^{1*}, Лобкова Л.А.^{2}, Маковецкий М.Б.^{3***}**

¹*Компания «КЕХ Екоммерц», ул. Лесная, 7, Москва, 125047, Россия*

²*Компания «Кронштадт», Андропова пр-т, 18, корп. 9, Москва, 115432, Россия*

³*Компания «Технодинамика», ул. Большая Татарская, 35, стр. 5,
Москва, 115184, Россия.*

**e-mail: yawsan@mail.ru*

***e-mail: Lyudmila.Lobkova@kronshtadt.ru*

****e-mail: MaikovetskiyMB@tdhc.ru*

Аннотация

Статья посвящена разработке, анализу математического и имитационного моделирования процесса работы пневмогидропривода турбонасосной аварийной станции пассажирского самолета. Рассмотрены особенности моделирования привода, расчета переходных процессов в зависимости от гидродинамических и конструктивных параметров, характера изменения нагрузки на выходном звене.

Ключевые слова: аварийные источники питания, турбонасосная установка, блок питания, гидравлическая система, автономность питания, переходный процесс.

Обеспечение безопасности летной эксплуатации является важнейшим из качеств в авиационной технике. Помимо надежности основных узлов летательного

аппарата, эту задачу решают аварийные источники питания. В данной статье представлен механизм работы аварийной турбины для питания жизненно важных бортовых потребителей [6].

Аварийные источники питания устанавливаются на большинстве летательных аппаратов с приводом от электрической, топливной систем, или турбиной, выдвигаемой в воздушный поток [1]. Применение турбонасосной станции позволяет повысить автономность системы, существенно снизить влияние отказов электрической или топливной системы на работу исполнительных механизмов. Типичный блок питания пассажирского самолета показан на рис. 1.

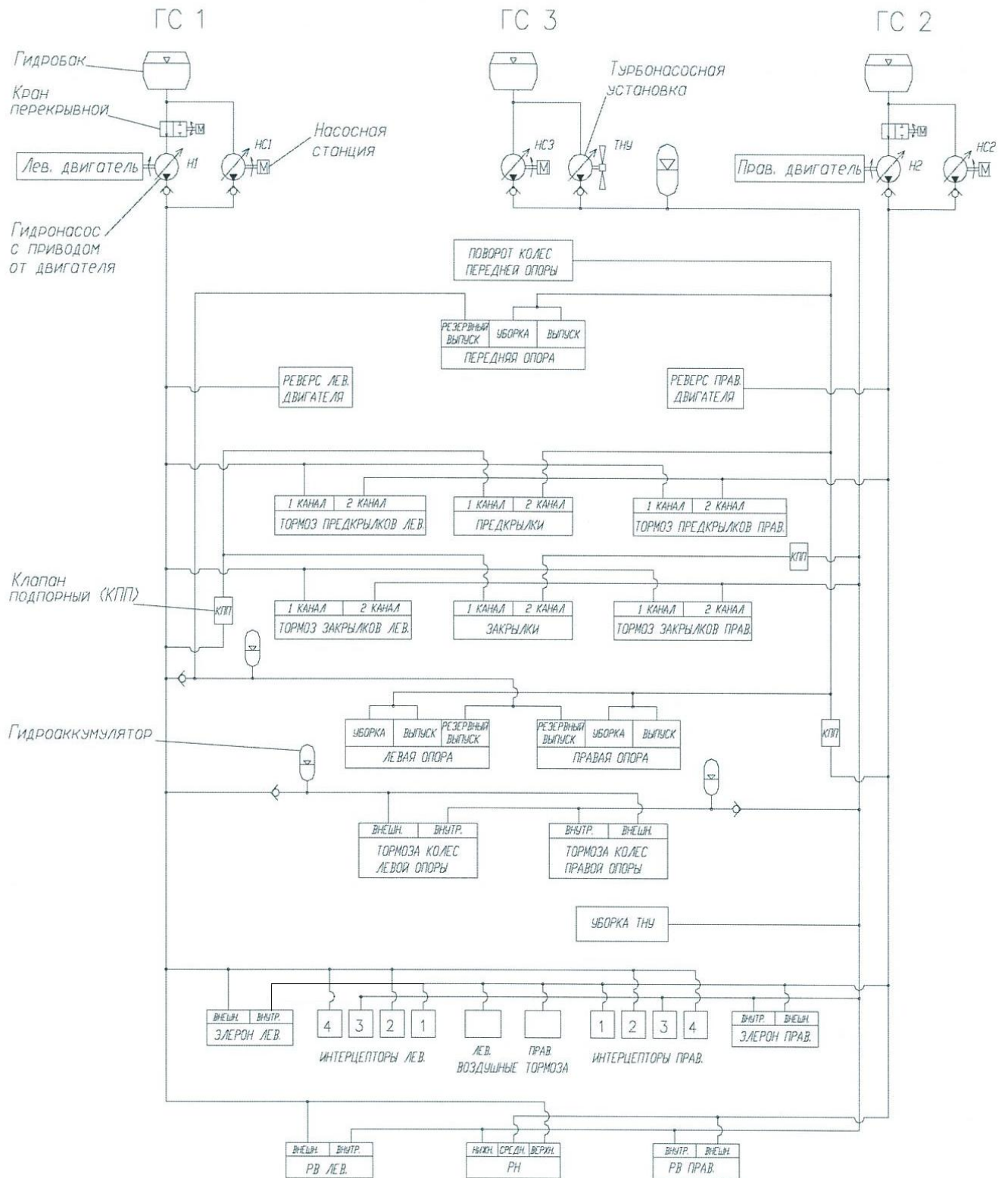


Рис. 1. Схема блока питания пассажирского самолета

В качестве резервного источника могут использоваться однотипные электрические насосные станции переменной производительности с питанием от

сети переменного тока. Электрические насосные станции выбираются с расходными характеристиками, имеющими различные максимальные удельные теоретические подачи в зависимости от давления нагнетания [7].

Аварийная насосная станция включается в полете при падении давления в соответствующей гидросистеме в диапазоне $(0,6...0,8)p_{n\max}$ или при отказе маршевого двигателя [2].

В качестве резервного источника давления в блоке питания установлена турбонасосная установка, работающая от набегающего потока [19].

При отказе маршевого двигателя основной гидронасос, который приводится во вращение этим двигателем, на режиме авторотации снижает обороты пропорционально снижению оборотов маршевого двигателя. По достижении маршевым двигателем оборотов малого газа и спустя некоторое время, основной насос отключается от маршевого двигателя для снижения нагрузки при ручном перезапуске [20].

Включение насосной станции и её выход на номинальный режим работы происходит в течение 1...2 сек. При снижении оборотов маршевых двигателей на правом и левом борте одновременно ниже величины малого газа целесообразно проводить отключение насосных станций переменной подачи из-за отключения электропитания.

Выпуск турбонасосной установки осуществляется при снижении оборотов маршевых двигателей ниже оборотов малого газа. Общее время выпуска и выхода

на номинальный режим работы составляет 6...10 сек, в это время давление гидропитания в системе поддерживается за счет гидроаккумулятора [8].

В качестве источника питания привода системы выпуска турбонасосной установки рассмотрим пневмогидравлическую систему, обладающую рядом преимуществ: не требует затрат мощности от энергосистем самолета, автономность, малый вес и габариты.

Будем считать, что переходные процессы происходят достаточно быстро, теплообмен с окружающей средой отсутствует и процессы адиабатические [9].

Перед выпуском штока давление в поршневой полости атмосферное и при расходе воздуха через дроссель температура в полости уменьшается. Пренебрегая внутренней энергией воздуха, находящегося в поршневой полости перед выпуском штока будем считать температуру соответствующую адиабатическому расширению воздуха, поступающего от источника питания [10].

Для упрощения будем также считать давление источника питания постоянным - $p_n = p_0$, $\rho_n = \rho_0$ и $T_n = T_0$ [3].

На рис. 2 представлена расчетная схема привода.

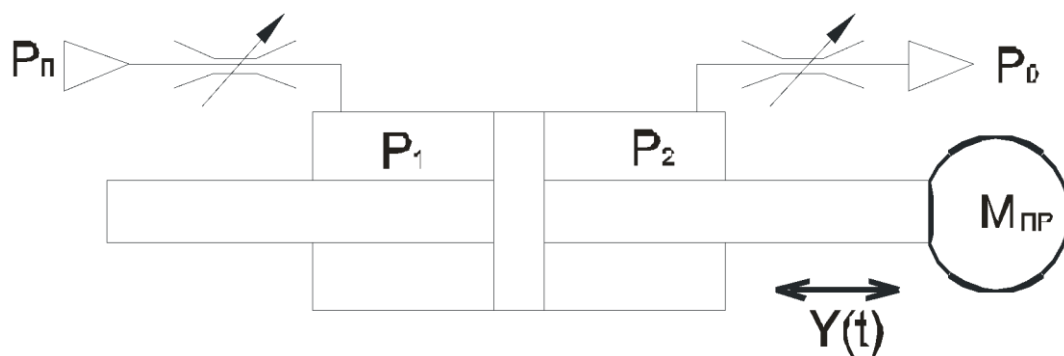


Рис. 2. Расчетная схема привода

На выходе из полости с давлением P_2 установлен регулятор расхода с целью обеспечения постоянной скорости штока, снижения ударных нагрузок в конце хода, что является наиболее актуальным при знакопеременных и отрицательных нагрузках [11].

Объем газа в полости с давлениями P_1 и жидкости с давлением P_2 , соответственно, равен

$$W_1 = W_{\min} + y(t)F \quad \text{и} \quad W_2 = W_0 + W_{\min} - y(t)F,$$

где

$W_0 = FL$ - объем полостей в среднем положении поршня,

$y(t)$ - перемещение поршня пневмогидропривода,

F - эффективная площадь поршня,

L - ход поршня из одного крайнего положения в другое,

$W_{\min} = 0,05W_0$ - минимальный объем полостей гидропневмоцилиндра.

К полости с давлением P_1 запишем уравнение газового состояния

$$M_1 = \frac{P_1 W_1}{RT_1},$$

или

$$\frac{d}{dt} M_1(t) = \left[W_1(t) \frac{d}{dt} P_1(t) + F P_1(t) \frac{d}{dt} y(t) \right] \frac{1}{RT_1} = \left[(W_0 + y(t)F) \frac{d}{dt} P_1(t) + F P_1(t) \frac{d}{dt} y(t) \right] \frac{1}{RT_1}.$$

С другой стороны массовый расход воздуха в полость с давлением P_1 из пневмосети с давлением P_n равен

$$1 > \frac{p_1}{p_n} > \left(\frac{p_1}{p_n} \right)_{кр}$$

- при докритическом режиме

$$\left. \frac{d}{dt} M_1(t) \right|_{докр} = A(k) f \frac{1}{\sqrt{RT_1}} \sqrt{p_1 (p_n - p_1)},$$

$$\frac{p_1}{p_n} < \left(\frac{p_1}{p_n} \right)_{кр}$$

- при закритическом режиме

$$\left. \frac{d}{dt} M_1(t) \right|_{закр} = B(k) f \frac{1}{\sqrt{RT_1}} p_n,$$

где

$$A(k) = 0,95 \mu_{докр} \sqrt{\frac{3}{k}}, \quad B(k) = \mu_{закр} \sqrt{\frac{2k}{(k+1)}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \left(\frac{p_1}{p_n} \right)_{кр} = 0,528.$$

Существенное влияние на процесс истечения оказывает геометрия отверстия и для определения ее влияния вводится понятие коэффициента расхода. Для повышения точности решения следует принимать средние значения коэффициентов расхода отдельно для закритической и докритической областей истечения. В этом случае для отверстий в тонких стенках с острыми кромками можно рекомендовать [3, 4].

$$\mu_{закр} = 0,8, \quad \mu_{докр} = 0,7.$$

Для единообразия рассмотрения полученных зависимостей независимо от абсолютных значений давлений, расходов, перемещений и т.д. будем процесс моделирования проводить в относительных величинах [5].

$$\bar{p}_1(t) = \frac{p_1(t)}{p_0}, \quad \bar{p}_2(t) = \frac{p_2(t)}{p_0}, \quad \bar{p}_n(t) = \frac{p_n(t)}{p_0}, \quad \bar{y}(t) = \frac{y(t)}{L}, \quad t_m = \frac{L}{v_{\max}}, \quad \bar{f} = \frac{f}{f_{\max}} = \frac{z}{z_{\max}},$$

ПОСКОЛЬКУ

$$\frac{f\sqrt{RT_1}f_{\max}v_{\max}}{FLf_{\max}v_{\max}} = \bar{f} \frac{1}{t_m}, \quad Q_{\max} = \sqrt{RT_1}f_{\max} = Fv_{\max},$$

z – смещение золотника относительно гильзы.

Сумма массовых расходов, поступающих в каждую полость пневмоцилиндра равна нулю и, учитывая это получаем

$$(1 + \bar{y}(t)) \frac{d\bar{p}_1(t)}{dt} + \bar{p}_1(t) \frac{d\bar{y}(t)}{dt} + \begin{cases} \frac{A(k)\bar{f}}{t_m} \sqrt{\bar{p}_1(\bar{p}_n - \bar{p}_1)} \text{ при } 1 > \frac{p_1}{p_n} > \left(\frac{p_1}{p_n}\right)_{кр} \\ \frac{B(k)\bar{f}}{t_m} \bar{p}_n \text{ при } \frac{p_1}{p_n} < \left(\frac{p_1}{p_n}\right)_{кр} \end{cases} = 0,$$

Масса жидкости M_z в цилиндре и трубопроводах

$$M_z = \rho W,$$

где

W - объем жидкости в цилиндре и трубопроводах до регулятора скорости,

ρ - плотность рабочей жидкости.

Продифференцировав данное выражение по времени получаем массовый расход жидкости

$$\frac{dM_z}{dt} = \frac{d\rho}{dt}W + \frac{dW}{dt}\rho,$$

или

$$\frac{dM_z}{dt} = \frac{d\rho}{dp} \frac{dp}{dt} W + \frac{dW}{dt} \rho = \frac{d\rho}{dp} \frac{\rho}{\rho} \frac{dp}{dt} W + \frac{dW}{dt} \rho = \frac{\rho}{E} \frac{dp}{dt} W + \frac{dW}{dt} \rho$$

Объем жидкости зависит от перемещения штока гидроцилиндра

$$W = (W_0 + W_{\min} - y(t)(F_n - F_{st})), \quad \frac{dW}{dt} = \frac{d}{dt}(W_0 + W_{\min} - y(t)(F_n - F_{st})) = -\frac{dy(t)}{dt}(F_n - F_{st})$$

Тогда получаем массовый расход жидкости

$$\frac{dM_z}{dt} = \frac{\rho}{E} \frac{dp}{dt} W + \frac{dW}{dt} \rho = \frac{\rho}{E} \frac{dp(t)}{dt} (W_0 + W_{\min} - y(t)(F_n - F_{st})) - \frac{dy(t)}{dt} (F_n - F_{st}) \rho,$$

и в относительных величинах

$$\frac{d\bar{M}_z}{dt} = \frac{1}{\rho W_0} \frac{dM_z}{dt} = \frac{1}{E} \frac{dp(t)}{dt} \left(1,05 - \frac{y(t)(F_n - F_{st})}{W_0} \right) - \frac{dy(t)}{dt} \left(\frac{F_n - F_{st}}{W_0} \right),$$

или

$$\frac{d\bar{M}_z}{dt} = \frac{p_0}{E} \frac{d\bar{p}_z(t)}{dt} \left(1,05 - \bar{y}(t) \frac{(F_n - F_{st}) y_{\max}}{W_0} \right) - \frac{d\bar{y}(t)}{dt} \frac{F_n - F_{st}}{W_0} y_{\max},$$

Окончательно получаем дифференциальное уравнение расхода жидкости в полости с давлением p_2

$$\frac{d\bar{M}_z}{dt} = \frac{p_0}{E} \frac{d\bar{p}_z(t)}{dt} (1,05 - \alpha \bar{y}(t)) - \frac{d\bar{y}(t)}{dt} \alpha,$$

где приняты следующие обозначения

$$\alpha = \frac{F_n - F_{st}}{W_0} y_{\max}, \quad \bar{M}_z = \frac{M_z}{\rho W_0}, \quad \bar{y}(t) = \frac{y(t)}{y_{\max}},$$

$$E = \left| \frac{dp}{d\rho} \rho \right| - \text{модуль упругости жидкости [12].}$$

Расход жидкости через регулятор расхода с характеристикой, показанной на рис. 2 равен

$$\frac{dM_z}{dt} = \rho Q = C_x \rho (p_z - p_c),$$

и в относительных величинах

$$\frac{d\bar{M}_z}{dt} = \frac{\rho Q}{W_0 \rho_0} = \frac{C_x \rho p_0}{W_0 \rho_0} (\bar{p}_z - \bar{p}_c) \approx \frac{C_x p_0}{W_0} \bar{p}_z$$

Характеристика регулятора имеет вид

$$\bar{p}_z(\bar{M}_z) = \begin{cases} C_1 \bar{M}_z & \bar{M}_z < \bar{M}_{z \min} \\ \frac{\bar{M}_z - \bar{M}_{z \min}}{\bar{M}_{z \max} - \bar{M}_{z \min}} (\bar{p}_{z \max} - \bar{p}_{z \min}) + \bar{p}_{z \min} & \bar{M}_{z \min} < \bar{M}_z < \bar{M}_{z \max} \\ \bar{p}_{z \min} & \bar{M}_z > \bar{M}_{z \max} \end{cases}$$

где

$$\bar{p}_{z \min} = C_1 \bar{M}_{z \min}, \quad \frac{d\bar{M}_{zc}}{dt} = -\frac{1}{\tau_q} \bar{p}_z, \quad \tau_q = \frac{W_0}{C_x p_0}.$$

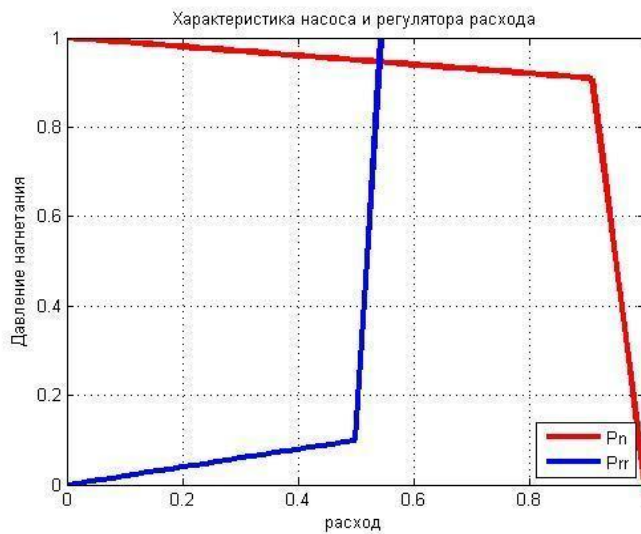


Рис. 3. Характеристика регулятора расхода

Уравнение динамики штока гидроцилиндра

$$p_n F - p_z (F_n - F_{st}) = m_{np} \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + 2\eta \frac{dy(t)}{dt} + C_{np} y(t) + R_0$$

$$\bar{p}_n - \bar{p}_z \frac{F_n - F_{st}}{F_n} = \frac{m_{np} y_{\max}}{p_0 F} \frac{d^2 \bar{y}(t)}{dt^2} + \frac{2\eta y_{\max}}{p_0 F} \frac{d\bar{y}(t)}{dt} + \frac{C_{np} y_{\max}}{p_0 F} \bar{y}(t) + \frac{R_0}{p_0 F},$$

где

m_{np} - приведенная к штоку гидроцилиндра инерционная масса подвижных частей системы управления,

2η - коэффициент вязкого трения,

C_{np} - жесткость пружинной нагрузки,

R_0 - статическая нагрузка.

Отметим, что перепад на постоянном дросселе составляет величину существенно меньшую давления нагнетания и будем считать, что величины давлений непосредственно в цилиндре P_z и после постоянного дросселя P_2 имеют близкие значения [13].

Необходимо отметить, что в общем случае приведенная масса зависит от положения выходного звена, т.е. $m_{np} = f(y(t))$.

В относительных величинах имеем

$$\bar{p}_n - \bar{p}_z \frac{F_n - F_{st}}{F_n} = \frac{m_{np} y_{\max}}{p_0 F} \frac{d^2 \bar{y}(t)}{dt^2} + \frac{2\eta y_{\max}}{p_0 F} \frac{d\bar{y}(t)}{dt} + \frac{C_{np} y_{\max}}{p_0 F} \bar{y}(t) + \frac{R_0}{p_0 F}.$$

Таким образом, мы имеем уравнения баланса расхода и динамики, что позволяет получить переходный процесс выпуска штока гидроцилиндра.

Динамика регулятора расхода

Регулятор расхода представляет собой два дросселя – постоянный и переменный, перепады на каждом из которых соответственно равны

$$\Delta p_{11} = p_z - p_2 \text{ и } \Delta p_2 = p_2 - p_c.$$

Давление в полости гидроцилиндра имеет вид

$$p_z = p_z - p_2 + p_2 = C_1 Q + p_2,$$

Запишем уравнение динамики переменного дросселя регулятора расхода

$$(p_z - p_2) f_{rg} = m_{rg} \frac{d^2 x}{dt^2} + 2\eta_{rg} \frac{dx}{dt} + C_{rg} (x + x_0).$$

Величина жесткости регулятора определяется параметрами пружины.

Ограничивать перемещения регулятора целесообразно введением дополнительной пружины достаточно большой жесткости [14].

Для корректности имитационной модели вводим минимальную G_{\min} и максимальную G_0 величины проводимости регулятора расхода

$$G_{rg}(x) = \begin{cases} G_0 & \text{при } x < 0 \\ -(G_0 - G_{\min}) \frac{x}{x_m} + G_0 & \text{при } 0 < x < x_m \\ G_{\min} & \text{при } x > x_m \end{cases}$$

Величина давления после постоянного дросселя

$$p_2 = \frac{Q^2}{G_{rg}(x)^2} = \frac{G_0^2 Q^2}{p_0 G_0^2 G_{rg}(x)^2} = \frac{G_0^2 Q^2 Q_{\min}^2}{p_0 Q_{\min}^2 G_0^2 G_{rg}(x)^2} = \frac{Q_{\min}^2}{G_0^2} \frac{1}{p_0} \frac{Q^2}{Q_{\min}^2} \frac{G_0^2}{G_{rg}(x)^2} = \bar{p}_{\min} \frac{\bar{Q}^2}{r_{rg}^2}$$

и, соответственно, получаем уравнение динамики регулятора расхода в относительных величинах

$$\bar{p}_z - \bar{p}_2 = \frac{m_{rg} x_m}{f_{rg} p_0} \frac{d^2 \bar{x}}{dt^2} + 2 \frac{\eta_{rg} x_m}{f_{rg} p_0} \frac{d\bar{x}}{dt} + \frac{C_{rg} x_m}{f_{rg} p_0} (\bar{x} + \bar{x}_0),$$

или

$$\bar{p}_z - \bar{p}_2 = T_{gr}^2 \frac{d^2 \bar{x}}{dt^2} + T_{mr} \frac{d\bar{x}}{dt} + k_{rg} (\bar{x} + \bar{x}_0).$$

Определим параметры регулятора. В статике имеем

$$(\bar{p}_z - \bar{p}_2) = k_{rg} (\bar{x} + \bar{x}_0).$$

При открытом положении регулятора расхода, когда минимальную $\bar{x} = 0$ имеем перепад давления на постоянном дросселе

$$(\bar{p}_z - \bar{p}_2)_{\min} = k_{rg} \bar{x}_0.$$

При максимальном сопротивлении регулятора расхода получаем максимальный перепад на регуляторе расхода равный давлению нагнетания

$$1 = k_{rg} (\bar{x}_0 + \bar{x}_m),$$

и тогда получаем

$$\frac{(\bar{p}_z - \bar{p}_2)_{\min}}{(\bar{p}_z - \bar{p}_2)_{\max}} = \frac{\bar{x}_0}{(\bar{x}_0 + \bar{x}_m)}.$$

При моделировании можно провести линеаризацию полученных уравнений

$$p_2 = \frac{Q}{G_{rg}(x)}, \quad \bar{p}_2 = \bar{p}_{\min} \frac{\bar{Q}}{r_{rg}}$$

Таким образом, мы имеем уравнения баланса расхода и динамики регулятора скорости, что позволяет получить переходный процесс выпуска штока гидроцилиндра с учетом параметров системы управления [15].

На рис. 4 представлен переходный процесс, рассчитанный согласно рассмотренной математической модели, а изменение давления в полости цилиндра показано на рис. 5.

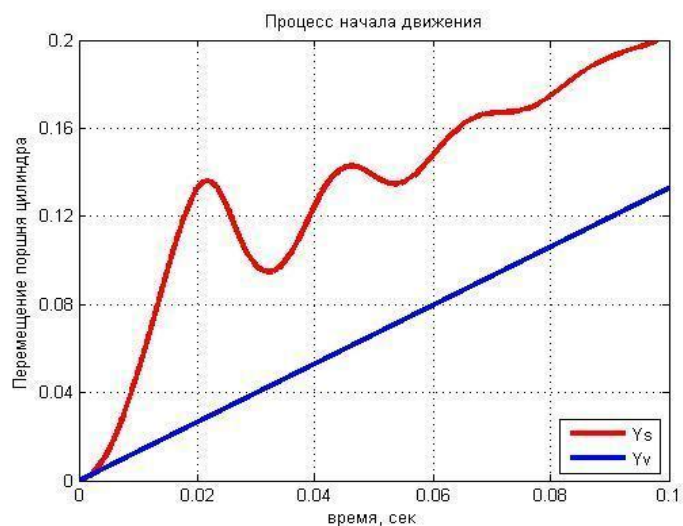


Рис. 4. Переходный процесс в гидropневмоцилиндре

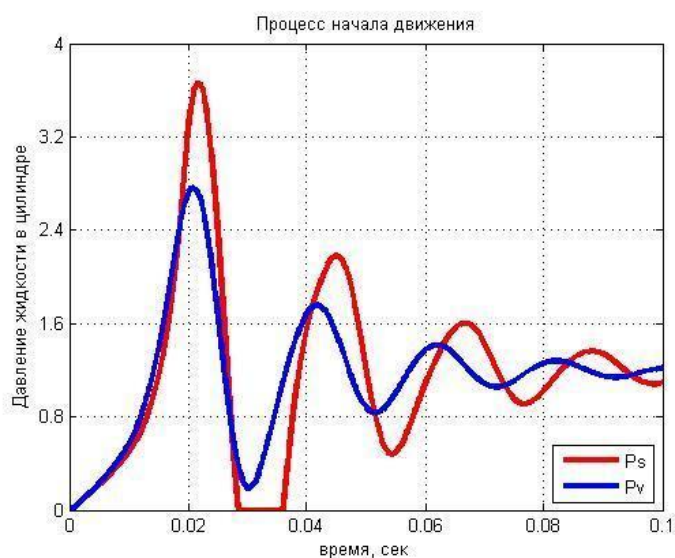


Рис. 5. Процесс изменения давления жидкости в гидropневмоцилиндре

Таким образом, результаты моделирования показали значительный заброс скорости перемещения штока Y_s и давления P_s в начальный период. Идеальный привод имеет характеристику Y_v , а масса регулятора и приведенная масса исполнительного механизма приводят в сочетании с помогающей нагрузкой к существенному забросу скорости и давления в полости пневмогидроцилиндра.

Начальное положение регулятора в положении максимальной проводимости увеличивает перерегулирование [16]. Уменьшение массы подвижных элементов регулятора расхода, уменьшение наклона его расходной характеристики и собственно расхода приводят к снижению заброса давления P_v [17].

Полученная математическая модель позволяет провести поверочный расчет пневмогидравлического привода с учетом гидродинамических и геометрических параметров привода, инерционной массы исполнительного механизма, характера изменения нагрузки на выходном звене [18].

Выводы

В данной статье приведено обоснование применения турбонасосной станции как аварийного источника питания гидравлической системы пассажирского самолета, позволяющего повысить автономность питания приводов системы.

Предложена математическая модель привода выпуска аварийной турбонасосной станции для поверочного расчета параметров исполнительного механизма, учитывающая инерционные массы и характер изменения нагрузки на выходном звене.

Библиографический список

1. Матвеев А.М. Системы оборудования летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 2005. - 558 с.
2. Матвеев А.М. Методы проектирования энергосистем силового привода летательных аппаратов. - М.: МАИ-Принт, 2010. - 308 с.

3. Быков Л.Т., Ивлентиев В.С., Кузнецов В.И. Высотное оборудование пассажирских самолетов. - М.: Машиностроение, 1972. - 331 с.
4. Геращенко А.Н., Самсонович С.Л. Пневматические, гидравлические и электрические приводы летательных аппаратов на основе волновых исполнительных механизмов. - М.: Машиностроение, 2006. - 392 с.
5. Чашин В.А., Камладзе О.Г. и др. Пневмопривод систем управления летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1987. - 248 с.
6. Смагин Д.И., Пугачев Ю.Н., Долгов О.С. К вопросу испытаний бортовых гидравлических систем и их значение при разработке современных видов воздушных судов // Труды МАИ. 2011. № 44. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=25118>
7. Долгушев В. Г., Ионов В. А., Кун Н. В., Матвеев А. М. Тенденции развития современных авиационных бортовых гидросистем // Труды МАИ. 2017. № 95. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=84461>
8. Маковецкий М.Б., Сатин А.А. Математическое моделирование аварийной топливной системы вертолета // XLIV международная молодежная научная конференция «Гагаринские чтения-2018», Москва – Ахтубинск - Байконур, 17-20 апреля 2018: тезисы докладов. - М.: Изд-во МАИ, 2018. Т. 1. С. 60.
9. Ионов В.А. Математическая модель блока питания авиационной гидравлической системы // Московская молодежная научно-практическая конференция «Инновации в авиации и космонавтике - 2015». Москва, 21 - 23 апреля 2015: тезисы докладов. - М.: Изд-во МАИ, 2018. С. 25 - 26.

10. Ионов В.А., Пугачев Ю.Н. Разработка математических моделей, оценивающих последствия отказов систем силового привода // 14-ая международная конференция «Авиация и космонавтика». Москва, 16 - 20 ноября 2015: тезисы докладов. - М.: Изд-во МАИ, 2015. С. 25 -17.
11. Маковецкий М.Б. Аварийстойкая топливная система ЛА // Московская молодежная научно-практическая конференция «Инновации в авиации и космонавтике - 2015». Москва, 21 - 23 апреля 2015:тезисы докладов. - М.: Изд-во МАИ, 2015. С. 36.
12. Ермаков С.А., Константинов С.В., Кузнецов И.П., Оболенский Ю.Г. Развитие системы управления полетом и рулевых приводов перспективных маневренных самолетов // Полет. 2015. № 6 (6). С. 24 – 38.
13. Ермаков С.А., Константинов С.В., Кузнецов И.П., Кряжев Н.В., Оболенский Ю.Г. Особенности разработки многоканальной системы рулевого привода перспективного пассажирского самолета // Полет. 2017. № 8. С. 38 – 51.
14. Ermakov S.A., Lalabekov V.I., Samsonovich S.L. The adjustment of the mathematical model accuracy of the gas-hydraulic flight control actuator power circuit of an aircraft // Russian Aeronautics, 2017, vol. 60, no. 3, pp. 412 - 420.
15. Ермаков С.А., Лалабеков В.И., Самсонович С.Л., Чащин В.А. О возможности увеличения времени работы твердотопливного газогенератора в составе приводов летательного аппарата // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2017. № 12 (3). С. 93 - 104.
16. Ермаков С.А., Лалабеков В.И., Самсонович С.Л. Оценка эффективности энергетических показателей газо-гидравлического рулевого привода,

предназначенного для управления поворотным соплом с эластичным шарниром РДТТ // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2017. № 12 (3). С. 185 - 197.

17. Смагин Д.И., Ионов В.А. Разработка имитационных моделей систем силового гидропривода воздушных судов // Московская молодежная научно-практическая конференция «Инновации в авиации и космонавтике». Москва, 16-18 апреля 2013: тезисы докладов. - М.: Изд-во МАИ, 2013. С.82 - 83.

18. Аверьянов И.О., Кузнецов В.М., Маковецкий М.Б. Задача проектирования аварийстойкой топливной системы вертолета // XLII международная молодежная научная конференция «Гагаринские чтения - 2016». Москва, 12-15 апреля 2016: тезисы докладов. - М.: Изд-во МАИ, 2016. Т 3. С. 354 - 355.

19. Аверьянов И.О., Зинин А.В., Кузнецов В.М., Маковецкий М.Б., Пугачев Ю.Н., Тараканов П.В. Задача проектирования аварийстойкой топливной системы вертолета // Материалы XXII международного симпозиума «Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред» им. А.Г. Горшкова. Вятчи, 15-19 февраля 2016: тезисы докладов. - М.: ООО «ТРП», 2016. С. 10 - 11.

20. Селиванов А.М., Алексеенков А.С., Найденов А.В. Перспективы развития автономных электрогидравлических приводов // Известия Тульского государственного университета. 2011. № 5-1. С 359 – 364.

21. Волков А.А., Мищенко В.Ю. Методика испытаний по определению компонентов объемных потерь блоков питания // Труды МАИ. 2013. № 69. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=43249>

22. Мищенко В.Ю. Гидрообъемная передача открытого типа для раскрутки несущего винта автожира // Труды МАИ. 2011. № 42. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=24276>

23. Аверьянов И.О., Королева Ю.Г., Маковецкий М.Б. Определение напряженно-деформированного состояния мягких топливных баков авариестойких топливных систем // 16-я Международная конференция «Авиация и космонавтика - 2017». Москва, 20 -24 ноября 2017: тезисы докладов. - М.: Изд-во МАИ, 2017. С. 42 – 43.