

Влияние уровня давления нагнетания на тепловые потери в гидросистеме летательных аппаратов

А.А. Волков

к.т.н., доцент кафедры «Системы оборудования летательных аппаратов» Московского авиационного института (НИУ); Москва

e-mail: aleksey.alekseevich.volkov@gmail.com

В.Ю. Мищенко

старший преподаватель кафедры «Системы оборудования летательных аппаратов» Московского авиационного института (НИУ); Москва

В.А. Ионов

аспирант кафедры «Системы оборудования летательных аппаратов» Московского авиационного института (НИУ); Москва

Аннотация. Статья посвящена разработке и анализу математической модели теплового состояния локальной гидросистемы пассажирского самолета в зависимости от величины давления нагнетания. Уровень давления нагнетания пропорционален величине статической нагрузки на наиболее нагруженном исполнительном механизме.

Ключевые слова: давление, регулятор, нагрузка, расход, температура, время, теплопередача, тепловой поток, теплообменник.

Математическое описание нестационарных тепловых режимов в системах транспортных самолетов проводят обычно на основе метода сосредоточенной емкости [1]. В качестве тепловых емкостей можно выделить: воздух внутри кабины, ограждающие конструкции, элементы конструкции гидросистемы, рабочая жидкость.

Необходимо сформулировать и решить задачи диагностики тепловых характеристик систем и отсеков пассажирских самолетов по данным испытаний, которые относятся к классу внутренних обратных задач теплообмена [2].

В теоретическом плане проблема связана со сложностью моделирования тепловых процессов, которые характеризуются многофакторностью и многофункциональностью, динамичностью, распределенностью параметров. В практическом

плане ее актуальность обусловлена отсутствием наработанных и апробированных моделей и методов исследования сложных теплообменных и газодинамических процессов, которые осуществляются в системах, кабинах и отсеках транспортных самолетов. Из научно-технической литературы известно, что математическая модель тепловых процессов в системах обычно описывается дифференциальными уравнениями, для их решения используется, например, модифицированный метод Хемминга. При параметрической идентификации тепловых характеристик применяют экстремальный итерационный метод Ньютона – Гаусса, характеризующийся устойчивостью и достаточно быстрой сходимостью [2].

Для уточнения, корректировки и верификации имитационной модели, особенно нестационарных тепловых процессов, необходим анализ наземных и летных испытаний авиационной техники [3].

При тепловом расчете гидросистемы самолета основное внимание уделяется максимальной температуре жидкости и ее охлаждению, но иногда приходится учитывать минимальные температуры жидкости и ее разогрев. В условиях низких температур жидкость обычно разогревается дросселированием с последующей прокачкой через трубопроводы и агрегаты. Будем считать, что тепловое равновесие в баке достигается мгновенно за счет перемешивания жидкости.

Наиболее приемлема система охлаждения жидкости топливом расходных магистралей двигателей самолета. Она представляет собой топливозжидкостный радиатор (ТЖР), через который одновременно пропускаются топливо и гидросмесь. При этом тепловой поток от рабочей жидкости через разделительную поверхность передается топливу. В зависимости от количества тепла, которое необходимо отводить от гидросистемы, через теплообменник пропускается частичный или полный расход рабочей жидкости и топлива. Для предотвращения переохлаждения жидкости гидросистемы в холодное время года, а также для ее быстрого разогрева при кольцевании линии нагнетания насосов в слив, на теплообменнике необходимо устанавливать дополнительное распределительное устройство, которое до соответствующей температуры будет пропускать ее в обход теплообменника.



Весовая отдача топливожидкостных теплообменников достаточно велика и составляет 0,5...0,8 кг/кВт [4].

Имитационная модель гидросистемы должна содержать соответствующие модели блока питания с регулятором подачи насоса и гидроаккумулятором, сети, исполнительных механизмов.

Одной из актуальных задач при проектировании блоков питания с переменным уровнем давления является выбор конструктивных и гидродинамических параметров системы регулирования, которые обеспечивают приемлемое качество переходного процесса. Максимальное давление в полости сервопоршня выбирается равным $p_z = 0,2...0,25 p_n$ и при заданном времени перехода насоса из режима минимальной подачи в максимальную ($T_{зад}$) определяется площадь сервопоршня.

Время перехода насоса из режима максимальной подачи в минимальную и наоборот составляет обычно $T_{зад} = 0,05...0,1$ сек [5]. Для широкого круга авиационных насосов, подачи которых лежат в диапазоне $Q_T = 10...250$ л/мин, диаметры управляющего золотника находятся в диапазоне $d_{зол} = 4...5$ мм.

Минимальное время переходного процесса для уменьшения подачи насоса определяется минимальным перепадом давления на дросселе по нагнетанию управляющего золотника и его сопротивлением. Минимальное время переходного процесса для увеличения подачи насоса определяется пружиной сервопоршня и сопротивлением переменного дросселя по сливу. Одинаковое время переходных процессов как для уменьшения, так и для увеличения подачи насоса обеспечивается одинаковыми перепадами давления на переменных дросселях.

Одинаковые перепады давления на переменных дросселях можно получить выбором минимального давления нагнетания насоса в диапазоне:

$$p_{n\ min} = 2 p_z\ max = 0,4...0,5 p_{n\ max}$$

Таким образом, диапазон изменения давления нагнетания лежит в пределах:

$$p = 0,4...1,0 p_{n\ max}$$

Для контроля и регулировки диапазона изменения давлений нагнетания применяется в гидроуправляемом золотнике дополнительная полость управления, давление в которой изменяется с помощью дополнительного клапана с электромагнитным управлением.

На рис. 1 приведена схема насоса с регулятором подачи, выполненным в виде одного сервоцилиндра и гидроуправляемого золотника с двумя полостями управления. Подключение полости сервоцилиндра через демпфирующий дроссель к золотнику и установка сливного дросселя повышают устойчивость системы регулирования. Графики расходной характеристики насоса (рис. 2) показывают, что изменение напора практически линейно зависит от тока управления электромагнитным клапаном.

Повысить энергетическую эффективность блока питания можно, выполнив его из двух насосов переменной подачи, один из которых – разгружаемый по расходу и давлению.

В зависимости от управляющего сигнала электромагнитного клапана 6 величина давления

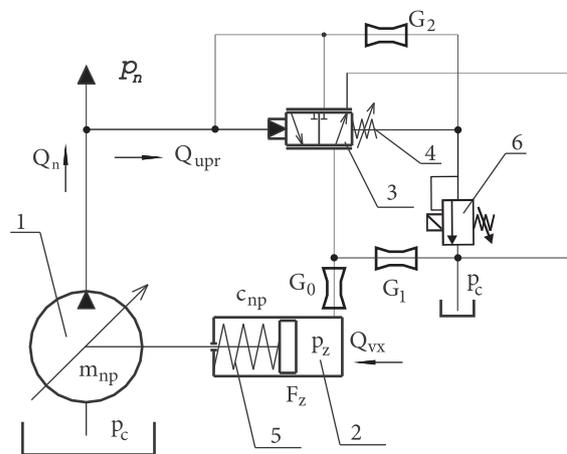


Рис. 1. Схема регулятора дифференциально-дроссельного типа:

- 1 – насос, 2 – полость сервоцилиндра, 3 – золотник,
- 4 – пружина золотника, 5 – пружина сервопоршня,
- 6 – электромагнитный клапан

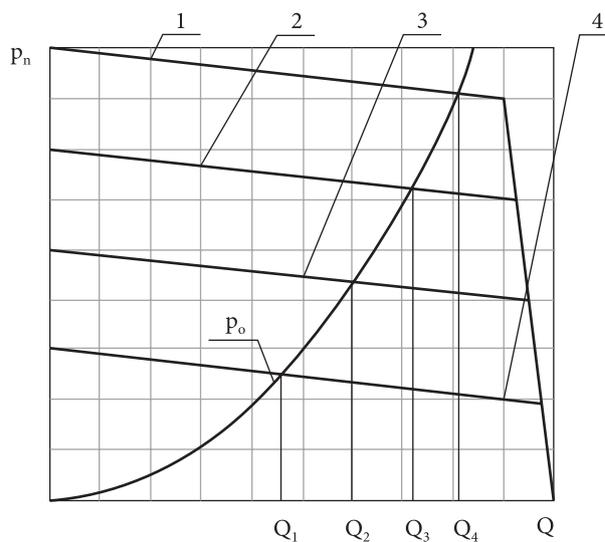


Рис. 2. Расходная характеристика насоса с электромагнитным клапаном в дополнительной линии управления

в напорной магистрали может изменяться от максимального значения (кривая 1) до минимального (кривая 4). Кривая 4 соответствует переходу насоса в режим работы с регулятором прямого действия. Характеристика сети зависит от статической и динамической нагрузок и может иметь вид, представленный кривой $p_c = p_c(Q)$. Точка пересечения характеристики сети с расходной характеристикой насоса является точкой совместной работы насоса и системы [6].

Таким образом, можно объемным способом регулировать подачу насоса (на рис. 2 соответствующие подачи Q_1, Q_2, Q_3, Q_4). Максимальная подача (Q_4) определяется максимальной величиной давления в напорной магистрали.

Расчет системы терморегулирования и охлаждения рабочей жидкости гидросистемы обычно начинают с крейсерского режима.

Процесс теплообмена по тракту гидросистемы описывается системой дифференциальных уравнений в частных производных [3].

Если неизвестны конкретная схема гидросистемы, ее компоновка на изделия, масса и конструкции отдельных элементов, то удобно рассматривать гидросистему как ряд объектов с сосредоточенными параметрами. В качестве объектов, в которых происходит поглощение или выделение тепла, принимаем:

- насос с соответствующей арматурой и клапанами,
- напорный и сливной трубопроводы с местными сопротивлениями,
- гидродвигатель с системой распределения и регулированием,
- теплообменный аппарат,
- бак с рабочей жидкостью.

Выполняя математическое описание теплового режима работы гидравлической системы, напишем уравнение теплового баланса насоса [1, 4]:

$$\begin{cases} M_{gn} C_g \frac{dT_{fn}}{dt} = Q_n \rho_g C_g (T_{fb} - T_{fn}) + k_{ng} F_{ng} (T_n - T_{fn}) + \Delta N_T \\ M_n C_n \frac{dT_n}{dt} = k_n F_n (T_{okp} - T_n) + k_{ng} F_{ng} (T_{fn} - T_n) \end{cases},$$

где M_{gn} и M_n , M_{gz} и M_z , M_{gb} и M_b – массы жидкости в насосе и элементов конструкции насоса, соответственно;

C_g, C_n, C_z, C_b – средняя теплоемкость жидкости и конструкции насоса, гидродвигателя и бака;

k_{ng}, k_{zg}, k_{bg} – коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости с температурой T_{fn}, T_{fz}, T_{fb} элементов конструкции с температурой T_n, T_z, T_b и среде с температурой T_{okp} ;

k_n, k_z, k_b – коэффициент теплопередачи от элементов конструкции насоса с температурой T_n, T_z, T_b в окружающую среду с температурой T_{okp} ;

F_n, F_z, F_b – площадь поверхности теплообмена насоса, гидродвигателя и бака с окружающей средой;

F_{ng}, F_{zg}, F_{bg} – площадь поверхности теплообмена насоса, гидродвигателя и бака с рабочей жидкостью;

$\Delta N_{Tn}, \Delta N_{Tz}$ – мощность тепловыделений в насосе и гидродвигателе.

Аналогично записываем уравнение теплового баланса для гидросилителя:

$$\begin{cases} M_{gz} C_g \frac{dT_{fz}}{dt} = Q_z \rho_g C_g (T_{fn} - T_{fz}) + k_{zg} F_{zg} (T_z - T_{fz}) + \Delta N_{Tz} \\ M_z C_z \frac{dT_z}{dt} = k_z F_z (T_{okp} - T_z) + k_{zg} F_{zg} (T_{fz} - T_z) \end{cases}.$$

Третьим уравнением можно считать уравнение теплообмена с окружающей средой в баке и теплообменнике:

$$\begin{cases} M_{gb} C_g \frac{dT_{fb}}{dt} = Q_b \rho_g C_g (T_{fz} - T_{fb}) + k_{bg} F_{bg} (T_b - T_{fb}) \\ M_b C_b \frac{dT_b}{dt} = k_b F_b (T_{okp} - T_b) + k_{bg} F_{bg} (T_{fb} - T_b) \end{cases}.$$

Упрощенная система дифференциальных уравнений при равенстве температур жидкости и конструкции элементов гидросистемы имеет вид:

$$\begin{cases} (M_{gn} C_g + M_n C_n) \frac{dT_{fn}}{dt} = Q_n \rho_g C_g (T_{fb} - T_{fn}) + k_n F_n (T_{okp} - T_{fn}) + \Delta N_{Tn} \\ (M_{gz} C_g + M_z C_z) \frac{dT_{fz}}{dt} = Q_z \rho_g C_g (T_{fn} - T_{fz}) + k_z F_z (T_{okp} - T_{fz}) + \Delta N_{Tz} \\ (M_b C_b + M_{gb} C_g) \frac{dT_b}{dt} = Q_b \rho_g C_g (T_{fz} - T_{fb}) + k_{bg} F_{bg} (T_{okp} - T_{fb}) \end{cases}.$$

Уравнение теплового баланса запишем в относительных величинах:

$$\begin{cases} \tau_{gn} \frac{dT_{fn}}{dt} = \bar{k}_{fn} \bar{Q}_n (T_{fb} - T_{fn}) + (T_{okp} - T_{fn}) + \Delta \bar{N}_{Tn} T_{qn} \\ \tau_{gz} \frac{dT_{fz}}{dt} = \bar{k}_{fz} \bar{Q}_z (T_{fn} - T_{fz}) + (T_{okp} - T_{fz}) + \Delta \bar{N}_{Tz} T_{gz} \\ \tau_{gb} \frac{dT_b}{dt} = \bar{k}_{fb} \bar{Q}_b (T_{fz} - T_{fb}) + (T_{okp} - T_{fb}) \end{cases},$$



$$\text{где } \tau_{gn} = \frac{M_{gn} C_g + M_n C_n}{k_n F_n}, \quad \tau_{gz} = \frac{M_{gz} C_g + M_z C_z}{k_z F_z},$$

$$\tau_{gb} = \frac{M_b C_b + M_{gb} C_g}{k_{bg} F_{bg}} - \text{ постоянные времени тепло-$$

обмена жидкости с элементами конструкции гидросистемы: насоса, гидроусилителя, бака;

$$\bar{k}_{fn} = \frac{Q_{max} \rho_g C_g}{k_n F_n}, \quad \bar{k}_{fz} = \frac{Q_{max} \rho_g C_g}{k_z F_z}, \quad \bar{k}_{fb} = \frac{Q_{max} \rho_g C_g}{k_{bg} F_{bg}} -$$

относительные коэффициенты теплообмена, учитывающие теплопередачу между жидкостью, элементами конструкции гидросистемы и окружающей средой.

$$\Delta T_{qn} = \frac{\Delta N_{Tn}}{k_n F_n} = \frac{\Delta N_T}{p_0 Q_{max}} \cdot \frac{p_0 Q_{max}}{k_n F_n} = \Delta \bar{N}_{Tn} T_{qn},$$

$$\Delta T_{qz} = \frac{\Delta N_{Tz}}{k_n F_z} = \frac{\Delta N_T}{p_0 Q_{max}} \cdot \frac{p_0 Q_{max}}{k_z F_z} = \Delta \bar{N}_{Tz} T_{qz},$$

приращение равновесной температуры и температуры рабочей жидкости из-за тепловыделений в системе и теплообмена жидкости с элементами конструкции гидросистемы.

Начальными условиями для уравнения теплового баланса следует считать:

$$T(0) \approx T_{okp}.$$

Для определения теплового потока конвективного теплообмена гидросистемы с окружающей средой необходимо определить коэффициенты теплопередачи, которые лежат в пределах $k_{fg} \approx 2 \dots 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [1] и зависят в первую очередь от скорости обдува гидроагрегатов, трубопроводов и плотности воздуха. Величину лучистого теплообмена следует учитывать только при полетах со сравнительно большими числами M .

Можно воспользоваться более точными величинами коэффициентов теплопередачи, определяемыми по формуле Франка [7]:

$$k_{fk} \approx 7,34 v^{0,656} + 3,78 e^{-1,91v} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где v – средняя скорость потока воздуха.

Коэффициент теплоотдачи от гладкой поверхности конструкции гидросистемы воздуху можно принять равным [7]:

$$k_{fk} \approx 5,6 + 4v \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Существенно большее значение имеют коэффициенты теплоотдачи от жидкости к металлической поверхности элементов кон-

струкции гидросистемы, которые составляют $k_{fg} > 300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [8], или

$$k_{fg} \approx 350 + 2100v \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Таким образом, мы имеем $k_{fg} \gg k_{fk}$, поэтому принятие равными температуры жидкости и конструкции гидросистемы правомерно. Для оценочных расчетов температурного режима можно воспользоваться средней температурой жидкости в гидросистеме, и тогда уравнение теплового баланса существенно упрощается:

$$\left\{ \begin{aligned} \sum M_{gi} C_{gi} \frac{dT_f}{dt} &= k_{fg} F_{GS} (T_{konstr} - T_f) + \\ &+ k_{fT0} F_{T0} (T_{T0} - T_f) + \Delta N_T \\ \sum M_{ki} C_{ki} \frac{dT_{konstr}}{dt} &= k_{fk} F_{KS} (T_{okp} - T_{konstr}) + \\ &+ k_{fg} F_{GS} (T_f - T_{konstr}) \end{aligned} \right.,$$

где M_{gi} и M_{ki} – масса жидкости гидросистемы и элементов конструкции, соответственно;

C_{gi} и C_{ki} – средняя теплоемкость жидкости и элементов конструкции гидросистемы;

k_{fg} – коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости с температурой T_f элементам конструкции с температурой T_{konstr} и в среду с температурой T_{okp} ;

k_{fk} – коэффициент теплопередачи от T_f элементов конструкции с температурой T_{konstr} в окружающую среду с температурой T_{okp} ;

k_{fT0} – коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости с температурой T_f к хладагенту теплообменника площадью F_{T0} с температурой T_{T0} ;

F_{GS} – площадь поверхности теплообмена гидросистемы;

ΔN_T – мощность тепловыделений в рабочую жидкость.

Уравнение теплового баланса запишем в виде:

$$\left\{ \begin{aligned} \tau_g \frac{dT_f}{dt} &= T_{konstr} - T_f (1 + \bar{k}_{fT0}) + \bar{k}_{fT0} T_{T0} + \Delta \bar{N}_T T_q \\ \tau_{k0} \frac{dT_{konstr}}{dt} &= T_{okp} - T_{konstr} + \frac{1}{\bar{k}_{fT0}} (T_f - T_{konstr}) \end{aligned} \right.,$$

где $\tau_g = \frac{\sum M_{gi} C_{gi}}{k_{fg} F_{GS}}$ – постоянная времени теплообмена жидкости с элементами конструкции гидросистемы;

$\bar{k}_{fT0} = \frac{k_{fT0} F_{T0}}{k_{fg} F_{GS}}$ – относительный коэффициент

теплообмена, учитывающий теплопередачу в теплообменнике и между жидкостью и элементами конструкции гидросистемы;

$$\tau_{k0} = \frac{\sum M_{ki} C_{ki}}{k_{fk} F_{KS}} - \text{постоянная времени теплообмена}$$

элементов конструкции гидросистемы с окружающей средой;

$$\Delta T_q = \frac{\Delta N_T}{k_{fg} F_{GS}} = \frac{\Delta N_T}{p_0 Q_{max}} \cdot \frac{p_0 Q_{max}}{k_{fg} F_{GS}} = \Delta \bar{N}_T T_q - \text{приращение}$$

равновесной температуры рабочей жидкости из-за тепловыделений в системе, теплообмена жидкости с элементами конструкции гидросистемы.

Проведем оценку членов уравнения τ_q и ΔT_q . Максимальную температуру окружающей среды принимаем в соответствии с рекомендованным значением для расчета систем кондиционирования воздуха $t_{okp} = +37^\circ\text{C}$. Максимальная температура рабочей жидкости ограничена значением $t_{ж} = +100^\circ\text{C}$.

Будем считать максимальными тепловыделениями в системе расчетный случай, при котором вся установочная мощность источника питания переходит в тепло, т.е. подача насоса максимальная, давление нагнетания максимальное, а величина тепловых потерь в источниках питания составляет до 20% от установочной мощности (общий КПД насоса в этом случае составляет величину $\eta_\Sigma = 0,8$). Причем данная величина абсолютных потерь практически не изменяется на всех режимах полета [5].

Максимальная величина тепловыделений, таким образом, составляет:

$$(\Delta N_T)_{max} = (\bar{p}_H \bar{Q}_H)_{max} + 0,2 = 1,2$$

и, соответственно, при других подачах насоса:

$$(\Delta N_T) = \bar{p}_H \bar{Q}_c + \Delta N_{пот}$$

При данном расчетном случае температура рабочей жидкости не должна превышать максимально допустимого значения $t_{ж} = +120^\circ\text{C}$.

Определим приращение равновесной температуры:

$$(\Delta T_q)_{max} = T(t) - T_{okp} = 120 - 37 = 83^\circ\text{C}.$$

Для других режимов работы блока питания:

$$\Delta T_q = \frac{\Delta N_T}{(\Delta N_T)_{max}} \Delta T_{q_{max}} = \Delta \bar{N}_T \Delta T_{q_{max}}.$$

Важным показателем является температура окружающей среды T_{okp} , которая изменяется от $t_{okp} = -50^\circ\text{C}$ до $t_{okp} = +37^\circ\text{C}$. В качестве расчетной следует на первом этапе принять температуру торможения:

$$T_{okp} = T_{торм} = T_\infty \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right).$$

Оценим постоянную времени теплообмена τ_q . Объем жидкости в гидросистеме – W , а площадь поверхности теплообмена:

$$F = k_w W^{\frac{2}{3}}.$$

Коэффициент пропорциональности можно принять в диапазоне $k_w = 5 \dots 10$.

Отсюда получаем:

$$\begin{aligned} \tau_g &= \frac{\sum M_{gi} C_{ki}}{k_{fg} F_{GS}} = \frac{\rho_{ж} C_{пж}}{k_{fg} k_w} \sqrt[3]{W}, \\ \tau_{k0} &= \frac{\sum M_{ki} C_{ki}}{k_{fk} F_{KS}} = \frac{F \delta_{cp} \rho_m C_m}{k_{fk} F_{KS}} = \frac{\rho_m C_m}{k_{fk}} \delta_{cp} = \\ &= \left(\frac{\rho_m C_m}{k_{fk}} \frac{p_H}{[\sigma]} \sqrt[3]{\frac{1}{\pi k_l}} \right) \sqrt[3]{W}, \end{aligned}$$

где $C_{пж} = 2100$ Дж/(кг·К) – теплоемкость рабочей жидкости; $m_{ж} = \rho_{ж} W$ – масса рабочей жидкости; $C_m = 500 \dots 800$ Дж/(кг·К) – средняя теплоемкость материала гидросистемы; m_m – масса гидросистемы; $k_f = 50 \dots 100$ Вт/(м²·К) – коэффициент теплопередачи от стенки элементов узлов и агрегатов гидросистемы окружающей среде; $[\sigma]$ – допустимые напряжения в материале.

Приведенные зависимости позволяют смоделировать процесс изменения температуры рабочей жидкости в гидросистемах, в том числе и в зависимости от режима полета самолета и внешних условий.

На рис. 3 представлены результаты моделирования процесса изменения гидродинамических параметров гидросистемы при неизменном номинальном давлении нагнетания (p_n – давление нагнетания, p_a – давление в гидроаккумуляторе, p_R – средняя величина приведенной нагрузки, Q_{sys} – средняя величина расхода потребителей).

Давление нагнетания для адаптивной гидросистемы зависит от величины приведенной нагрузки, которую превышает в полтора раза, причем минимальная величина давления нагнетания составляла



при моделировании значение $\bar{p}_n = 0,50$. На рис. 4 показан результат моделирования процесса изменения температуры рабочей жидкости и элементов конструкции.

В качестве примера рассмотрена локальная гидросистема управления рулями высоты и направления магистрального пассажирского самолета с блоком питания, номинальное давление которого составляет $p_{n0} = 21$ МПа, максимальная теоретическая подача $Q_{n\max} = 0,2$ м³/сек.

Значения температуры рабочей жидкости T_{fx} и элементов конструкции T_{konstr} соответствуют постоянному номинальному давлению, а значения T_{fxa} и T_{konsta} переменному давлению в соответствии с изменением нагрузки на рис. 3.

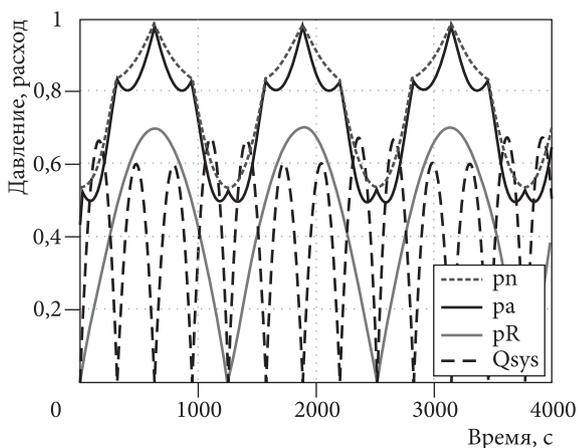


Рис. 3. Результаты моделирования гидродинамических параметров

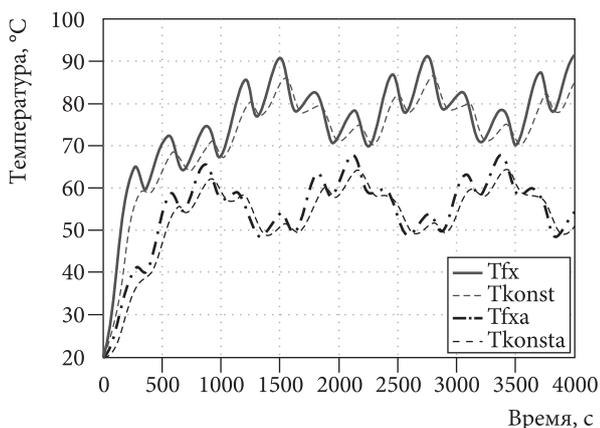


Рис. 4. Моделирование температурных режимов гидросистемы

Выводы

Разработана модель теплового нагружения гидросистемы с учетом тепловых потерь в блоке питания, сети, приводах, теплообмена с окружающей средой, хладагентом теплообменного аппарата, тепловой емкости элементов конструкции гидросистемы в зависимости от режима полета, нагружения и потребления гидравлической энергии.

Как показали результаты имитационного моделирования, при переменном уровне номинальной величины давления нагнетания максимальная температура рабочей жидкости при одинаковом режиме потребления снижается на 30 °С и более, если в процессе работы гидросистемы уровень давления нагнетания превышает в полтора раза величину приведенной нагрузки.

Литература

1. Шумилов В.С. Тепловые режимы работы централизованных гидросистем современных самолетов. Гидропривод и гидроавтоматика. Часть 1, 1972.
2. Хлистунов А.И., Бочаров В.П. Моделирование и диагностика тепловых характеристик транспортных самолетов. Национальный университет, Киев, Украина, 2010.
3. Волков А.А. Нестационарные режимы работы системы терморегулирования гермокабины/ «Вестник Московского авиационного института», 2011. Т. 18. № 3. М.: Московский авиационный институт (государственный технический университет).
4. Шустров Ю.М. Проектирование авиационных систем кондиционирования воздуха/ М., Машиностроение, 2006.
5. Меланьин А.Н. Блоки питания гидравлических систем летательных аппаратов, адаптивные к режиму потребления/ Руководящий технический материал авиационной техники РТМ 1703-86, 1986.
6. Системы оборудования летательных аппаратов/ под ред. Матвеевко А.М. и В.И. Бекасова. М.: Машиностроение, 2005.
7. Малявина Е.Г. Теплотери здания. Справочное пособие/ М.: «АВОК-ПРЕСС», 2007.
8. Воронин Г.И. Конструирование машин и агрегатов систем кондиционирования. М.: Машиностроение, 1978

Influence of Level of Forcing Pressure on Thermal Losses in Aircraft Hydraulic System

A.A. Volkov, candidate of technical sciences, associate professor of department «System of the aircraft equipment» of the Moscow aviation institute (NRU); Moscow

e-mail: aleksey.alekseevich.volkov@gmail.com

V.Yu. Mischenko, senior teacher of department «System of the aircraft equipment» of the Moscow aviation institute (NRU); Moscow

V.A. Ionov, graduate student of department «System of the aircraft equipment» of the Moscow aviation institute (NRU); Moscow

Summary. Article is devoted to development and the analysis of mathematical model of a thermal condition of a local hydraulic system of the passenger plane depending on forcing pressure size. Level of pressure of forcing is proportional to the size of static loading on the most loaded executive mechanism.

Keywords: pressure, regulator, loading, expense, temperature, time, heat transfer, thermal stream, heat exchanger.

References:

1. Shumilov V.S. Thermal operating modes of the centralized hydraulic systems of modern planes. Hydraulic actuator and hydroautomatic equipment. Part 1. 1972.
2. Hlistun A.I., Bocharov V.P. Modeling and diagnostics of thermal characteristics of transport planes. National university. Kiev, Ukraine. 2010.
3. Volkov A.A. Non-stationary operating modes of system of thermal regulation of a germokabina. *Bulletin of the Moscow aviation institute*. 2011. Volume 18. No. 3. Moscow aviation institute (NRU).
4. Shustrov Yu.M. Design of aviation air conditioning systems. *Mechanical engineering*. 2006. Moscow.
5. Melanin A.N. Power supply units of hydraulic systems of aircraft adaptive to the consuming mode. *The leading technical material of the RTM 1703-86 aircraft equipment*. 1986.
6. Matveenkov A.M., Bekasov V.I. Systems of the equipment of aircraft. *Mechanical engineering*. 2005. Moscow.
7. Malyavina E.G. The heat loss of the building. AVOK-PRESS. 2007. Moscow.
8. Voronin G.I. Designing of cars and units of air conditioning systems. *Mechanical engineering*. 1978. Moscow.

Идентификация силы тяги при изменении режима работы двигателей в летных испытаниях

С.Ю. Приходько

аспирант кафедры 101 «Проектирование самолетов» Московского авиационного института (НИИУ); Москва

e-mail: prihodko-stanislav@mail.ru

Аннотация. Предлагается новый подход к решению некорректной задачи раздельного оценивания тяги двигателей воздушного судна и сил аэродинамического сопротивления в эксплуатационной области режимов полета. Это достигается путем отказа от идентификации абсолютного значения тяги и перехода к идентификации приращений тяги посредством выполнения специально разработанного тестового маневра, обеспечивающего примерное постоянство параметров полета таких, как скорость, угол атаки и высота, существенно изменяющейся характеристикой является режим работы двигателей. Следовательно, одновременно с приращением эффективной тяги не требуется оценивать силу аэродинамического сопротивления.

Ключевые слова: идентификация эффективной тяги, параметры двигателя, аэродинамическое сопротивление, летные испытания.

Введение

Известна задача раздельного оценивания тяги двигателей воздушного судна и сил аэродинамического сопротивления в полете. Она относится к классу некорректных [1] ввиду практически полной коллинеарности векторов тяги и сопротивления при малых углах атаки.

Актуальность предлагаемого метода заключается в переходе к корректной задаче за счет изменения ее первоначальной формулировки. Это достигается путем отказа от оценивания абсолютного значения тяги и перехода к оцениванию приращений тяги при изменении режимов работы двигателей, что позволит уменьшить зависимость получаемых данных от погрешностей летного эксперимента. При этом не требуется одновременно с тягой оценивать силу аэродинамического сопротивления за счет выполнения специально разработанного тестового маневра, обеспечивающего при изменении режима работы двигателей примерное постоянство параметров полета (числа M , угла атаки, высоты), влияющих на тягу двигателя. Предлагаемый подход обеспечивает получение результатов без использования газодинамических моделей двигателей [2–4].