

Шорин В. П.,
Шахматов Е. В.,

Гимадиев А. Г.

Самарский государственный
аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский
университет) (СГАУ)
443086, Россия, г. Самара,
Московское шоссе, 34
gimadiev_ag@mail.ru

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ХАРАКТЕРИСТИК НЕЛИНЕЙНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ С УЧЁТОМ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ

Приведена разработанная авторами методика расчёта статической и динамической погрешности гидравлических цепей, обусловленной нелинейным осреднением пульсаций давления. Приведен пример расчёта отклонения характеристики гидравлической цепи системы автоматического регулирования двигателя, обусловленная влиянием колебаний давления на выходе из шестерённого топливного насоса.

Ключевые слова: Нелинейная гидравлическая цепь, колебания давления, погрешность, методика расчёта, пример, двигатель, регулятор, характеристика запуска, отклонение характеристики

Введение

Колебания рабочей среды, обусловленные неравномерностью подачи гидравлических и топливных насосов, неустойчивостью отдельных контуров систем, оказывают существенное влияние на статические и динамические характеристики нелинейных гидравлических цепей (ГЦ) [1]. На нелинейных элементах ГЦ в виде регулируемых и нерегулируемых дросселей (жиклеры, пакеты диафрагм), на золотниковых распределителях, на гасителях колебаний происходит взаимное влияние медленноменяющихся и высокочастотных составляющих параметров рабочей среды [2-4]. Поэтому весьма важным является исследование характеристик ГЦ с учётом высокочастотных помех и разработка рекомендаций по повышению их статической и динамической точности.

Задача расчета статических и динамических характеристик информационных ГЦ при наличии колебаний рабочей среды в общем случае сводится к отысканию решения системы нелинейных дифференциальных уравнений с переменными параметрами [5-7]. Переменными параметрами в системе уравнений ГЦ являются гидравлические сопротивления дросселирующих элементов, определяемые в результате решения подсистем уравнений по отношению к высокочастотным колебаниям. Такое решение возможно при допущении о том, что характерное время динамического процесса по полезному сигналу намного (по крайней мере, в 5...10 раз) превышает наибольший период составляющих колебательного процесса.

Вывод расчётных зависимостей и метод их решения

Рассмотрим обобщённую ГЦ, содержащую в структуре источник колебаний рабочей среды, который можно представить в виде эквивалентного источника, например объёмного расхода [4]

$$Q_{ist}(t) = Q_{ist,0} + \sum_{r=1}^{r=R} q_{ist}^{(r)} \exp(j\omega_r t), \quad (1)$$

где $Q_{ist}(t)$ - объёмный расход жидкости на выходе из источника колебаний; $Q_{ist,0}$ - постоянная или медленно меняющаяся составляющая расхода жидкости; $q_{ist}^{(r)}$, ω_r - комплексная амплитуда и частота r -ой составляющей колебаний расхода жидкости в источнике; t - время; $j = \sqrt{-1}$. При таком представлении источника колебаний рабочей среды давление $P_{iy}(t)$, расход $Q_{iy}(t)$ в ij -ых сечениях и перемещение $H_n(t)$ n -го подвижного элемента ГЦ можно представить в виде сумм медленноменяющихся и высокочастотных составляющих

$$\left. \begin{aligned} P_{iy}(t) &= P_{i,0} + \sum_{r=1}^{r=R} P_{iy}^{(r)} \exp(j\omega_r t); \\ Q_{iy}(t) &= Q_{i,0} + \sum_{r=1}^{r=R} q_{iy}^{(r)} \exp(j\omega_r t); \\ H_n(t) &= H_{n,0} + \sum_{r=1}^{r=R} h_n^{(r)} \exp(j\omega_r t); \end{aligned} \right\} (2)$$

$i = 1, 2, \dots, I; \quad \gamma = 1, 2; \quad n = 1, 2, \dots, N,$

где $P_{i,0}$, $Q_{i,0}$, $H_{n,0}$ постоянные или медленно изменяющиеся составляющие давления, расхода и перемещения подвижных элементов в соответствующих сечениях; $\gamma = 1$ соответствует входному, а $\gamma = 2$ - выходному сечению i -ого участка цепи; I - число участков цепи; N - число подвижных элементов. Так как нелинейные свойства ГЦ определяются дросселирующими элементами, то при расчете полигармонического колебательного процесса в цепи целесообразно воспользоваться методом линеаризации характеристик дросселей по критерию минимума среднеквадратического отклонения, частным случаем которого метод гармонической линеаризации [7]. При линеаризации характеристики дросселя в отличие от других нелинейных элементов является важным правильное назначение входного параметра, определяющего форму движения рабочей среды через дросселирующие элементы. В предельных случаях в качестве входного параметра могут быть заданы колебания перепада давления на дросселирующем элементе или колебания расхода рабочей среды. В работе [7] дан анализ максимально допускаемой из-за не учёта вида входного параметра погрешности при линеаризации характеристики дросселя и даны рекомендации по повышению точности метода, которые будут использованы в дальнейших расчетах.

Расчетную модель для i -го дросселирующего элемента (ДЭ) с учетом (2) можно представить отдельно для медленноменяющегося полезного сигнала

$$\Delta P_{in,k} = L_k \frac{dQ_k}{dt}; \quad (3)$$

$$\Delta P_{akt,k} = k_{ln,k} Q_k + k_{nl,k} \left(\frac{Q_k - Q_{kr,k} \text{sign} Q_k}{-Q_{kr,k} \text{sign} Q_k} \right)^2 \text{sign} Q_k + \delta P_k \quad (4)$$

и высокочастотных составляющих

$$\Delta P_{in,k}^{(r)} e^{j\omega_r t} = jL_k \omega_r q_k^{(r)} e^{j\omega_r t} \quad (5)$$

$$\Delta P_k^{(r)} e^{j\omega_r t} = b_k q_k^{(r)}, \quad (6)$$

где $\Delta P_{in,k}$ - инерционная составляющая медленно меняющегося перепада давления на k -ом ДЭ; L_k - акустическая индуктивность ДЭ; Q_k - постоянная или медленно меняющаяся составляющая расхода; $\Delta P_{akt,k}$ - активная составляющая расхода жидкости; $k_{ln,k}$, $k_{nl,k}$ - коэффициенты линейных (ламинарных) и нелинейных (турбулентных) гидравлических потерь на ДЭ; $Q_{kr,k}$ - критический расход жидкости, начиная с которого начинается турбулентное движение жидкости; δP_k - приращение перепада давления на ДЭ, обусловленное нелинейным осреднением колебаний давления; b_k - коэффициент линеаризации по минимуму среднеквадратического отклонения. $k = 1 \dots K$.

Коэффициент линеаризации b_k и функция смещения δP_k определяются в результате линеаризации по минимуму среднеквадратического отклонения, например при входном параметре в виде колебаний расхода [7]

$$b_k = \frac{1}{2\pi D_k} \int_0^{2\pi} \left\{ k_{ln,k} (Q_{k,0} + q_k^\Sigma) + k_{nl,k} \left[\begin{array}{l} Q_{k,0} + q_k^\Sigma - \\ -Q_{kr,k} \text{sign}(Q_{k,0} + q_k^\Sigma) \end{array} \right]^2 \right. \\ \left. \text{sign}(Q_{k,0} + q_k^\Sigma) \right\} q_k^\Sigma d\alpha; \quad (7)$$

$$\delta P_k = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left\{ k_{ln,k} (Q_{k,0} + q_k^\Sigma) + k_{nl,k} \left[\begin{array}{l} Q_{k,0} + q_k^\Sigma - Q_{kr,k} \\ \text{sign}(Q_{k,0} + q_k^\Sigma) \end{array} \right] \right. \\ \left. \text{sign}(Q_{k,0} + q_k^\Sigma) \right\} d\alpha, \quad (8)$$

где $q_k^\Sigma = \sum_{r=1}^{r=R} A_{qk}^{(r)} \sin[\chi_r \alpha + \psi_k^{(r)}]$; $A_{qk}^{(r)}$, $\psi_k^{(r)}$ - амплитуда и начальная фаза расхода жидкости через k -ый ДЭ; $\chi_r = \omega_r / \omega_1$ - относительная частота r -ой составляющей колебаний расхода; ω_1 , ω_r - минимальная и текущая частоты в спектре колебаний расхода.

При таком разделении переменных математическую модель ГЦ можно представить двумя взаимосвязанными системами урав-

нений для медленноменяющегося полезного сигнала и ВЧ колебаний рабочей среды, причем низкочастотная модель цепи описывается нелинейными дифференциальными (в нормальной форме Коши) [5]

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\Pi_1}{dt} &= F_{q1}(t, \Pi_1, \dots, \Pi_L, \Phi_1, \dots, \Phi_S), \\ \frac{d\Pi_m}{dt} &= F_{qm}(t, \Pi_1, \dots, \Pi_L, \Phi_1, \dots, \Phi_S), \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

и алгебраическими уравнениями

$$\left. \begin{aligned} F_{n1}(\Pi_1, \dots, \Pi_L, \Phi_1, \dots, \Phi_S) &= 0, \\ F_{nm}(\Pi_1, \dots, \Pi_L, \Phi_1, \dots, \Phi_S) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где Π_1, \dots, Π_L - медленноменяющиеся параметры ГЦ (расход, давление, перемещение подвижных элементов); Φ_1, \dots, Φ_S - медленноменяющиеся управляющие и возмущение воздействия. В системе уравнений (9) ДЭ представлены выражения вида (3) и (4).

ВЧ модель ГЦ рассматривается с учетом распределённости параметров в элементах цепи, описываемых уравнениями акустического четырехполюсника [8-12]:

$$\begin{bmatrix} p_{i1}^{(r)} \\ q_{i1}^{(r)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_i^{(r)} & B_i^{(r)} \\ C_i^{(r)} & D_i^{(r)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{i2}^{(r)} \\ q_{i2}^{(r)} \end{bmatrix}, \quad (11)$$

где $r = 1 \dots R$, $A_i^{(r)}$, $B_i^{(r)}$, $C_i^{(r)}$, $D_i^{(r)}$ - коэффициенты матрицы передачи участка цепи с распределёнными параметрами. Участки ГЦ, содержащие подвижные элементы, могут быть представлены в форме акустического шестиполюсника, коэффициенты матрицы передачи которого зависят от частоты колебаний, параметров соединительных каналов и демпфирующих свойств самого элемента. Нелинейные дросселирующие элементы в рамках рассматриваемой модели можно также представить в форме (11) с коэффициентами матрицы передачи:

$$A_k^{(r)} = 1; B_k^{(r)} = b_k; C_k^{(r)} = 0; D_k^{(r)} = 1. \quad (12)$$

Граничные условия для выделенных участков ГЦ записываются так:

для узла при последовательном их соединении (рисунок 1,а)

$$p_{i2}^{(r)} = p_{(i+1)1}^{(r)}; \text{ и } q_{i2}^{(r)} = q_{(i+1)1}^{(r)} \quad (13)$$

для узла при параллельном их соединении (рисунок 1,б)

$$\begin{aligned} p_{i2}^{(r)} &= p_{(i+1)1}^{(r)} = p_{(i+2)1}^{(r)} = \dots; \\ q_{i2}^{(r)} &= q_{(i+1)1}^{(r)} + q_{(i+2)1}^{(r)} + \dots, \quad r = 1 \dots R. \end{aligned} \quad (14)$$

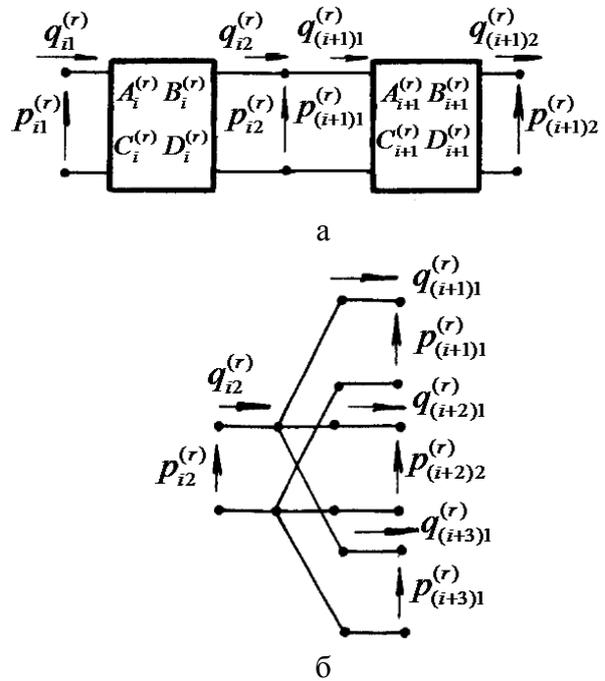


Рисунок 1. Схема узла последовательного (а) и байпасного (б) соединения участков пневмогидравлической цепи

Для начального сечения участка ГЦ, подключенного к источнику колебаний рабочей среды, граничные условия относительно колебаний рабочей среды определяются равенствами

$$\begin{cases} p_{11}^{(r)} = q_{ist}^{(r)} \frac{Z_{ist}^{(r)} Z_{11}^{(r)}}{Z_{ist}^{(r)} + Z_{11}^{(r)}}, \\ q_{11}^{(r)} = q_{ist}^{(r)} \frac{Z_{ist}^{(r)}}{Z_{ist}^{(r)} + Z_{11}^{(r)}} \end{cases}, \quad (15)$$

где $p_{11}^{(r)}$, $q_{11}^{(r)}$ - комплексные амплитуды r -ых составляющих колебаний давления и расхода жидкости во входном сечении участка ГЦ, присоединённого к источнику колебаний; $Z_{ist}^{(r)}$, $Z_{11}^{(r)}$ - акустический внутренний импеданс источника колебаний расхода и входной импеданс ГЦ со стороны источника колебаний.

Для i -х конечных сечений исполнительных и чувствительных элементов цепи их можно записать следующим образом:

$$p_{i2}^{(r)} = Z_{i2}^{(r)} q_{i2}^{(r)} \quad (16)$$

где $Z_{i2}^{(r)}$ - акустический импеданс в выбранном сечении ГЦ.

Совместное решение подсистемы нелинейных дифференциальных и алгебраических уравнений для медленно меняющегося процесса и высокочастотных колебаний производится численными методами. Предполагается, что в исходном состоянии (до отклонения медленноменяющегося полезного сигнала) в ГЦ наблюдается ВЧ процесс. Тогда начальные значения медленноменяющихся параметров в выделенных сечениях ГЦ определяются из совместного решения подсистем взаимосвязанных через коэффициенты линеаризации и функции смещения нелинейных алгебраических уравнений и линеаризованных уравнений для ВЧ колебаний. Алгебраические уравнения решают одним из стандартных методов, например методом Ньютона [13]. На начальном шаге итераций рассчитывают медленноменяющиеся параметры ГЦ без учета ВЧ колебаний, т.е. предполагая, что $\delta P_k = 0$, $k = 1 \dots K$. Затем, воспользовавшись импедансным методом, определяют в выделенных сечениях цепи комплексные амплитуды колебаний давления и расхода, постоянные перепады давления ΔP_k на дросселирующих элементах. При этом, вначале задаются нулевыми значениями коэффициентов линеаризации b_k и, как для обычной линейной ГЦ, определяют импедансным методом суммарные значения комплексных амплитуд колебаний расхода через все дросселирующие элементы. Порядок решения уравнений для ВЧ колебаний и расчета комплексных амплитуд давления и

расхода в выделенных сечениях таков: проходя от периферийных сечений ГЦ к источникам колебаний для каждой из выделенных составляющих спектра, поэтапно находят входные импедансы участков ГЦ и цепи в целом. При последовательном соединении звеньев цепи (рисунок 2,а) входной импеданс i -го участка будет

$$Z_{i1}^{(r)} = [A_i^{(r)} Z_{i2}^{(r)} + B_i^{(r)}] [C_i^{(r)} Z_{i2}^{(r)} + D_i^{(r)}]^{-1}, \quad (17)$$

где $Z_{i2}^{(r)}$ - входной импеданс присоединенной к i -му элементу цепи по r -ой составляющей колебательного процесса.

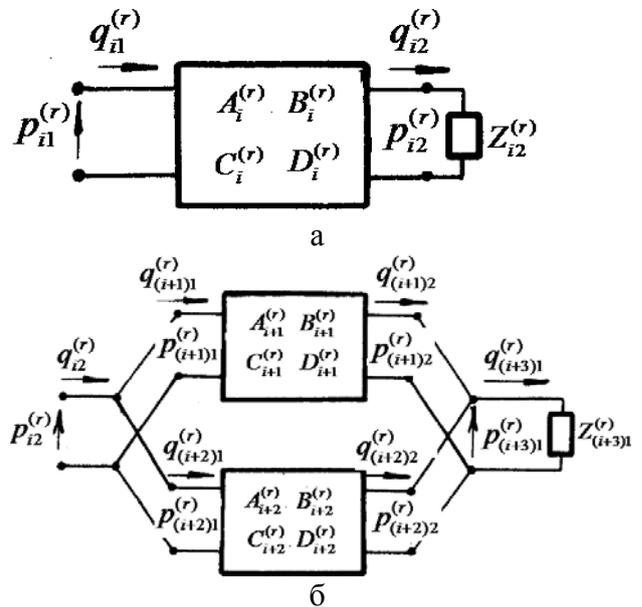


Рисунок 2. Схемы последовательного (а) и байпасного (б) соединения участков пневмогидравлической цепи

Входные импедансы соединений звеньев в узел (см. рисунок 1,б) и байпасно (см. рисунок 2,б) пневмогидравлической цепи рассчитывают по формулам:

$$Z_{i2}^{(r)} = Z_{(i+1)1}^{(r)} Z_{(i+2)1}^{(r)} Z_{(i+3)1}^{(r)} \left[\begin{array}{l} Z_{(i+1)1}^{(r)} Z_{(i+2)1}^{(r)} + \\ + Z_{(i+2)1}^{(r)} Z_{(i+3)1}^{(r)} + \\ + Z_{(i+1)1}^{(r)} Z_{(i+3)1}^{(r)} \end{array} \right]^{-1} \quad (18)$$

$$Z_{i2}^{(r)} = \left\{ \begin{array}{l} \left[A_{(i+1)}^{(r)} B_{(i+1)}^{(r)} + A_{(i+1)}^{(r)} B_{(i+2)}^{(r)} \right] \\ Z_{(i+3)1}^{(r)} + B_{(i+1)}^{(r)} B_{(i+2)}^{(r)} \end{array} \right\} \square \left\langle \begin{array}{l} \left\{ \left[B_{(i+1)}^{(r)} + B_{(i+2)}^{(r)} \right] \left[C_{(i+1)}^{(r)} + C_{(i+2)}^{(r)} \right] - \right. \\ \left. - \left[A_{(i+1)}^{(r)} + A_{(i+2)}^{(r)} \right] \left[D_{(i+1)}^{(r)} + D_{(i+2)}^{(r)} \right] \right\}^{-1} \\ \left[Z_{(i+3)1}^{(r)} + B_{(i+1)}^{(r)} D_{(i+2)}^{(r)} + D_{(i+1)}^{(r)} B_{(i+2)}^{(r)} \right] \end{array} \right\rangle. \quad (19)$$

При определённом таким образом входном импедансе ГЦ относительно источника колебаний $Z_{i1}^{(r)} = \frac{p_{i1}^{(r)}}{q_{i1}^{(r)}}$ находят комплексные амплитуды колебаний давления и расхода на входе в присоединенный к источнику участок цепи

$$\begin{aligned} p_{i1}^{(r)} &= q_{ui}^{(r)} Z_{ist}^{(r)} Z_{i1}^{(r)} / \left[Z_{ist}^{(r)} + Z_{i1}^{(r)} \right]; \\ q_{i1}^{(r)} &= q_u^{(r)} Z_u^{(r)} st / \left[Z_{ist}^{(r)} + Z_{ui}^{(r)} \right], \\ r &= 1, 2, \dots, R_1. \end{aligned} \quad (20)$$

При известных $p_{i1}^{(r)}, q_{i1}^{(r)}$, проходя в обратном направлении от источника к периферии ГЦ, рассчитывают комплексные амплитуды колебаний расхода и давления в выделенных сечениях, в том числе на входе в дросселирующие элементы и выходе из них. Определив суммарные колебания расхода q_k^Σ , находят по формуле (7) коэффициент линеаризации b_k . При известном b_k , решая вновь систему линеаризованных уравнений, определяют комплексные амплитуды колебаний расхода, давления в выделенных сечениях цепи и коэффициенты линеаризации второго приближения. Расчет таким итерационным методом ведут до обеспечения требуемой точности, задаваемой по относительной разности коэффициентов b_k последовательных приближений. На последнем шаге итераций определяют постоянные перепады давлений ΔP_k и их приращения δP_k . При определённых, таким образом, δP_k приступают к определению медленноменяющихся параметров на втором шаге итераций с учетом ВЧ колебаний рабочей среды. Процесс итераций длится до тех пор, пока относитель-

ные разности медленноменяющихся параметров двух последовательных приближений не станут меньше заданной величины.

При рассчитанных таким образом начальных условиях задают шаг интегрирования по времени Δt и определяют управляющие и возмущающие воздействия Φ_1, \dots, Φ_s в моменты времени $t_0 + \Delta t/2, t_0 + \Delta t$. При этом изменяют параметры источников колебаний рабочей среды. Для моментов времени $t_0 + \Delta t/2, t_0 + \Delta t$ подсистему нелинейных алгебраических уравнений (11) решают методом последовательных приближений и определяют медленноменяющиеся значения параметров: $(P_1, \dots, P_L)_{t_0 + \Delta t/2}, (P_1, \dots, P_L)_{t_0 + \Delta t}$. Величины $\delta P_k, k = 1, 2, \dots, K$, входящие в уравнения дросселирующих элементов, на первом шаге задают из предыдущего шага по времени, а затем уточняют их в результате решения системы уравнений для ВЧ колебаний. Процесс счета аналогичен нахождению параметров начальных условий. Затем рассчитывают производные подсистемы дифференциальных уравнений (10) и определяют значения дифференцируемых величин по формулам Рунге-Кутты [13]. Таким образом, циклы повторяются до достижения заданного времени интегрирования.

Реализация изложенной методики позволяет оценить влияние высокочастотных колебаний рабочей среды на статические характеристики и качество переходного процесса в ГЦ при условии, что характерное время переходного процесса существенно больше периода самой низкой из частот составляющих спектра колебаний.

Реализация изложенной методики позволяет оценить влияние высокочастотных колебаний рабочей среды на статические характеристики и качество переходного процесса в ГЦ при условии, что характерное время переходного процесса существенно больше периода самой низкой из частот составляющих спектра колебаний.

Пример теоретических и экспериментальных исследований

Рассмотрим пример применения разработанной методики. Колебания рабочей среды представляют особую опасность для неза-

мкнутых по основному контуру систем управления, к которым можно отнести системы топливопитания и автоматического регулирования двигателя, работающего, например на режиме запуска (рисунок 3).

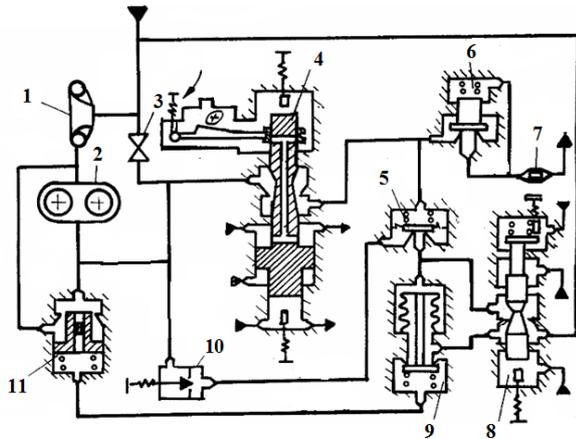


Рисунок 3. Расчётная гидравлическая схема системы топливопитания и регулирования ГТД:

- 1 – центробежный топливный насос; 2 – шестеренный насос; 3 – дроссель – имитатор присоединённых цепей; 4 – дозирующая игла; 5 – узел мембраны сравнения; 6 – запорный клапан; 7 – дроссель – имитатор форсунок; 8 – корректор перепада давления; 9 – исполнительный элемент регулятора перепада давления; 10 – входной жиклер; 11 – клапан перепуска топлива

Принцип действия регулятора расхода топлива (см. рисунок 3), входящего в состав системы автоматического регулирования (САР) двигателя, основан на поддержании постоянным перепада давления на дозирующей игле 4 путем перепуска клапаном 11 части топлива с выхода шестеренного насоса 2 на его вход. Управление перепускным клапаном осуществляется регулятором постоянного перепада давления 9, чувствительным элементом которого является мембрана сравнения 5. На мембрану 5 с одной стороны действует давление топлива из-за дозирующей иглы 4, а с другой - из-за входного жиклера 10. Так как относительное сопротивление дозирующей иглы 4 больше, чем относительное сопротивление входного жиклера 10, то при увеличении перепада давления (расхода) на дозирующей игле мембрана 5 прогибается вверх, увеличивая перепуск топлива в сильфонную полость регулятора 9. Давление в сильфонной полости возрастает, что приводит к открытию окон двухкромочного золотника и снижению дав-

ления топлива в пружинной полости перепускного клапана 11. При этом клапан 11 приоткрывается, увеличивая перепуск топлива с выхода насоса 2 на его вход. Давление на входе в дозирующую иглу уменьшается, перепад давлений, а следовательно, и расход топлива восстанавливаются. Дозированная подача топлива в камеру сгорания в процессе запуска осуществляется в зависимости от угла установки рычага управления двигателя и давления заторможенного потока воздуха на входе в двигатель изменением проходного сечения дозирующей иглы и перепада давления в ней.

При составлении расчетной модели гидравлических цепей системы приняты следующие допущения: гидравлические потери в сосредоточенных элементах учитываются по нелинейным зависимостям с квазистационарными коэффициентами; топливный насос описывается как источник полигармонических колебаний расхода жидкости с определенным внутренним импедансом; частоты составляющих полигармонических колебаний кратны частоте зацепления зубьев качающего узла насоса; динамические процессы на входе в топливный насос и в камере сгорания не учитываются, т.е. они рассматриваются как элементы с достаточно большой емкостью; модуль входного импеданса сильфонной полости пренебрежимо мал по отношению к модулю импеданса сопла-заслонки мембранного узла; динамическое сопротивление перепускного клапана настолько велико, что он остается неподвижным при действии высокочастотных колебаний давления на выходе из насоса; время запуска двигателя более чем на два порядка превышает период самой малой частоты вынужденных колебаний и постоянной времени звеньев САР. Так как процесс запуска двигателя является достаточно длительным, то расчет медленноменяющихся параметров можно производить по уравнениям статических характеристик.

В процессе доводки и эксплуатации двигателя установлено, что наибольшее отклонение расхода топлива от заданного значения наблюдается на режиме высотного запуска, поэтому анализ влияния колебаний рабочей среды на точность системы был проведен для данного режима.

Анализ результатов исследований

В результате исследований установлено, что отклонение расхода топлива от заданной величины зависит от частоты вращения привода топливного насоса, амплитуд составляющих спектра пульсаций расхода топлива, а также конструктивных параметров. При наличии колебаний рабочей среды на статическую точность регулятора оказывают существенное влияние размеры трубопровода от насоса до регулятора, объемы полостей и каналов в шунтирующей гидравлической цепи регулятора, величины коэффициентов сопротивлений дозирующей иглы, входного жиклера и степень их несимметричности. Наибольшее отклонение расхода топлива на режиме запуска наблюдается при частотах вращения ротора двигателя $n_{вд} = 83,33 \text{ с}^{-1}$ (5000 об/мин) и $n_{вд} = 126,66 \text{ с}^{-1}$ (7600 об/мин) (рисунок 4).

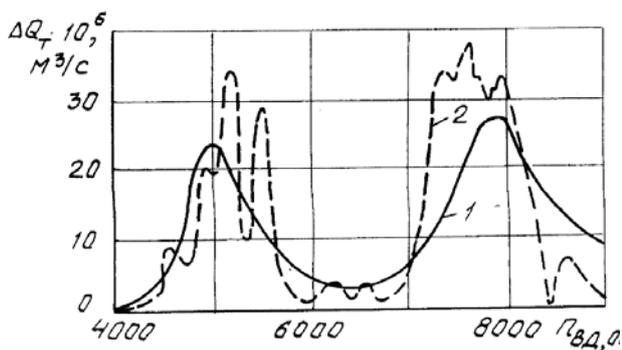


Рисунок 4. Зависимость теоретического (1) и экспериментального (2) отклонения расхода топлива в камеру сгорания ГТД на режиме высотного запуска при амплитуде первой гармоники колебаний расхода на выходе из топливного насоса отнесённой к статическому расходу 0,125 и амплитудам колебаний второй и третьей гармоник, отнесённых к амплитуде первой гармоники соответственно 0,5 и 0,3

При указанных частотах вращения ротора двигателя в гидравлических цепях системы устанавливаются резонансные колебания, при которых на входном жиклере и дозирующей игле реализуется максимальный динамический перепад давления и соответственно наблюдается наибольший “увод” расхода топлива от заданного значения.

Чем выше уровень пульсационной производительности топливного насоса при одинаковом спектральном составе, тем больше “увод” расхода топлива через дозирующую

иглу. Установлено, что углы начальных фаз составляющих спектра колебаний расхода не оказывают существенного влияния на статическую погрешность САР. С уменьшением диаметра магистрального трубопровода от насоса до топливного регулятора значительно возрастает отклонение расхода топлива, причем максимальные уводы не смещаются по частоте вращения. Из конструктивных параметров регулятора расхода топлива наибольшее влияние на статическую погрешность системы оказывает объем полости мембраны сравнения. Изменение этого объема может вызвать как положительные, так и отрицательные отклонения расхода топлива.

Экспериментальные исследования САР, проведенные в стендовых условиях, качественно подтвердили теоретические зависимости. Некоторое отличие теоретических данных от экспериментальных объясняется существенным разбросом пульсационной производительности топливного насоса как источника колебаний рабочей среды и принятыми в расчетной модели допущениями. Несмотря на количественное расхождение полученных зависимостей, разработанная методика, алгоритм и программа расчета позволяют определить влияние различных факторов на характеристику запуска двигателя при наличии колебаний рабочей среды и выбрать параметры, при которых погрешность системы будет минимальна.

Выводы

Разработана методика расчёта влияния колебательного процесса на статические характеристики и медленно меняющиеся процессы в пневмогидравлических цепях систем управления и контроля параметров технических объектов. На основе разработанной методики исследовано влияние колебаний рабочей среды на характеристику запуска авиационного ГТД. Установлено, что из-за колебаний рабочей среды, обусловленных неравномерностью подачи топливных насосов, отклонение расхода топлива в процессе высотного запуска двигателя может достигать 25...30 % относительно расчетного значения. Характеристика запуска двигателя при воздействии на систему пульсаций ра-

бочей среды наиболее чувствительна к размерам магистрального трубопровода от топливного насоса до регулятора расхода, а также к объемам коммуникационных каналов и полостей регулятора расхода топлива.

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013-2020 годы

Список использованных источников

- [1] Быстров, Н. Д. Формирование динамических характеристик пневмогидравлических цепей передачи информации систем контроля и управления двигателей летательных аппаратов [Текст] / Н.Д. Быстров. Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. – Самара: СГАУ, 2002. – 20 с.
- [2] Шорин, В.П. Расчет постоянного перепада давления на сосредоточенном сопротивлении при периодическом течении жидкости в безрасходной магистрали [Текст] / В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев // Машиноведение. - 1975. - №1. - С. 28 - 31.
- [3] Шорин, В.П. Исследование статических характеристик демпфированных гидравлических цепей системы контроля и управления при колебаниях давления на входе [Текст] / В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, Г.И. Берестнев // Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: Сб. науч. тр. Куйбышев. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1988. - С. 59-69.
- [4] Шорин, В.П. исследование влияния колебаний рабочей среды на статические характеристики

дресселирующих элементов гидроавтоматики [Текст] / В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков // Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: Межвузовский сборник научных трудов. - Самара: СГАУ, 1994. - С. 50-55.

- [5] Гликман, Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем [Текст] / Б.Ф. Гликман. – М.: Наука, 1986. – 368 с.
- [6] Гликман, Б.Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях [Текст] / Б.Ф. Гликман. – М.: Машиностроение, 1979. – 370 с.
- [7] Шорин, В.П. О выборе входного параметра при линеаризации характеристик дросселирующих элементов гидравлических цепей [Текст] / В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. - 1990. - №5. - С. 149-158.
- [8] Ансари, Ж.С. Распространение возмущений в трубопроводах [Текст] Ж.С. Ансари, Р. Олденбургер // Теоретические основы инженерных расчетов. - 1967. - №2. - С. 201 - 209.
- [9] Асатурян, А.С., Саран, Л.А. Неустановившееся течение вязкой жидкости в цилиндрических трубах [Текст] / А.С. Асатурян, Л.А. Саран // Прикладная механика. - 1971. - Т.7, №6. - С. 91 - 96.
- [10] Зилке, В. Трение, зависящее от частоты, при неустановившемся течении в трубопроводе [Текст] / В. Зилке // Теоретические основы инженерных расчетов. - 1968. - №1. - С. 120 - 127.
- [11] Фанк, Д.Е. Частотная характеристика гидравлических трубопроводов при турбулентном течении [Текст] / Д.Е. Фанк, Д.Ж. Вуд // Теоретические основы инженерных расчетов. - 1974. - М. - С. 158 - 162.
- [12] Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидропневмосистем [Текст] / Д.Н. Попов. - М.: Машиностроение, 1987. - 464 с.
- [13] Бахвалов, Н.С., Жидков, Н.П., Кобельков, Г.М. Численные методы [Текст] / Н.С. Бахвалов, Н.П. Жидков. – М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2002. – 627 с.

CHARACTERISTICS CALCULATION PROCEDURE FOR THE NONLINEAR HYDRAULIC CHAINS WITH PULSATING WORKING MEDIA

Shorin V. P.

Shakhmatov E. V/,

Gimadiev A. G.

Samara State Aerospace University
(SSAU)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russia

gimadiev_ag@mail.ru

The article describes a technique developed by the authors to calculate the static and dynamic errors of the hydraulic chains caused by nonlinear averaging pressure pulsations. Given an example of calculating the deviation of the engine automatic control chain characteristics due to the influence of pressure fluctuations at the output of the fuel pump gear.

Keywords: *Nonlinear hydraulic chain, pressure fluctuations, error, calculation method, engine, regulator, startup characteristic, deflection of the characteristics*