

# КОНТРОЛЬ И ИСПЫТАНИЕ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ И ИХ СИСТЕМ

УДК 629.7-515.7.001.24

## МЕТОДЫ СТАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ РУЛЕВЫХ МАШИН РАКЕТНЫХ БЛОКОВ

**О.Б. Белоногов**

ОАО “Ракетно-космическая корпорация “Энергия” им. С.П. Королёва”,  
Королёв, Московская обл., Российская Федерация  
e-mail: post@rsce.ru

*Исследована работоспособность новых методов статического анализа рулевых машин ракетных блоков, а именно методов расчета их статических характеристик (скоростной и силовой, или моментной) с заданной погрешностью вычислений и за минимальное время. Предлагаемые методы основаны на численном интегрировании систем нелинейных дифференциальных уравнений динамических математических моделей рулевых машин ракетных блоков и имеют два основных цикла: по входному командному сигналу и по времени. Согласно этим методам, процесс интегрирования дифференциальных уравнений математических моделей рулевых машин при каждом фиксированном значении входного командного сигнала продолжается до тех пор, пока средние значения линейной (угловой) скорости выходного органа рулевой машины при расчете скоростной характеристики или развиваемого выходным органом рулевой машины усилия (момента) при расчете силовой (моментной) характеристики не станут достаточно постоянными. Показано, что такие методы применимы для проведения статического анализа рулевых машин с изменяемой в процессе их работы структурой.*

**Ключевые слова:** статический анализ, рулевая машина, численное интегрирование, нелинейные дифференциальные уравнения.

## STATIC ANALYSIS TECHNIQUES FOR ELECTROHYDRAULIC CONTROL ACTUATORS OF ROCKET PACKS

**O.B. Belonogov**

S.P. Korolev Rocket and Space Corporation Energiya,  
Korolev, Moscow Region, Russian Federation  
e-mail: post@rsce.ru

*The paper studies the efficiency of new static analysis techniques for electrohydraulic control actuators of rocket packs, namely, the computational technique for their static patterns (speed and power, or torque) with a given accuracy and in minimal time. The proposed techniques are based on numerical integration of the nonlinear differential equations systems in dynamic mathematical models of the control actuators of rocket packs. They have two main cycles: a command input and time. According to these techniques, the process of numerical integration of nonlinear differential equations in dynamic mathematical models of the control actuators, with each fixed value of the command input, continues until the average values of the linear (angular) speed of the control actuator output device are rather constant, while calculating either the speed or power (torque) pattern. The latter is produced by the control actuator output device. It is shown that such techniques are applicable for the static analysis of the control actuators with a changeable structure.*

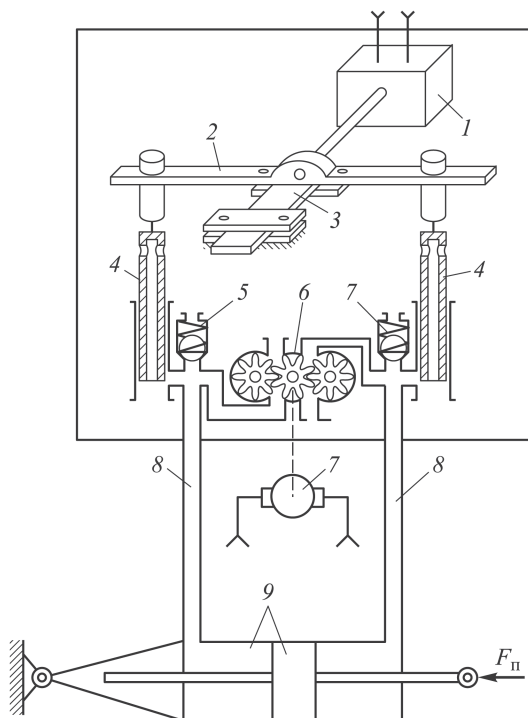
**Keywords:** static analysis, control actuator, numerical integration, nonlinear differential equations.

Составляющими элементами статического анализа электрогидравлических рулевых машин (РМ) являются методы расчета их статических характеристик (скоростных и силовых (моментных)). Как правило, для расчетов статических характеристик РМ применяют итерационные численные методы. Так, в основу итерационных методов расчета статических характеристик автономных однокаскадных электрогидравлических РМ [1–3] и их электрогидравлических усилителей [4], положен модифицированный метод Зейделя решения систем нелинейных алгебраических и трансцендентных уравнений [5]. Эти методы позволяют существенно повысить качество и точность проектных расчетов. Однако работа РМ при максимальных нагрузках и командных сигналах, а также при экстремальных температурных условиях может сопровождаться изменением структуры машины (срабатыванием предохранительных клапанов и резкими перемещениями золотниковых плунжеров, приводящими к перекрытиям дроссельных окон золотниковых гидрораспределителей РМ). Схема одной из таких РМ приведена на рис. 1.

В некоторых случаях указанные выше методы [1, 2, 4] позволяют проводить расчеты статических характеристик РМ и в таких режимах работы, но при весьма малом шаге и большом числе итераций, что приводит к значительным затратам машинного времени. Кроме того, однокаскадные предохранительные клапаны РМ являются неустойчивыми элементами, их затворы при срабатывании не устанавливаются в каком-либо определенном положении, а совершают возвратно-поступательные движения с частотой, определяемой массой подвижных частей и упругостью возвратной пружины. В результате потоки на выходах клапанов носят ярко выраженный пульсирующий характер. Сходные нестационарные гидромеханические процессы течения рабочей жидкости через дроссельные окна золотниковых гидрораспределителей РМ могут наблюдаться при автоколебательных и принудительных колебательных движениях золотниковых плунжеров [6]. Перечисленные эффекты оказывают влияние на пропускную способность рассматриваемых дроссельных устройств РМ.

**Постановка задачи.** Правильно учесть влияние перечисленных выше факторов возможно путем получения статических характеристик из динамики, т.е. численным интегрированием системы нелинейных дифференциальных уравнений математической модели РМ, описывающей тот или иной статический режим ее работы.

Результатами расчетов статических характеристик РМ в этих случаях являются зависимости линейной (угловой) скорости движения выходного органа РМ при постоянно действующей нагрузке или развиваемого выходным органом РМ усилия (момента) от входного ко-



**Рис. 1. Схема РМ с изменяемой в процессе работы структурой:**

1 — поляризованное реле (электрохимический преобразователь); 2 — коромысло; 3 — плоская нагрузочная пружина; 4 — золотниковый плунжер; 5 — предохранительный клапан; 6 — трехшестеренный насос; 7 — приводной электродвигатель постоянного тока; 8 — трубопровод; 9 — силовой гидроцилиндр

мандного сигнала в установившемся режиме. При этом дополнительно вычисляются характеристики тока, потребляемого электродвигателем РМ. Поскольку длительности переходных процессов в РМ при каждом командном сигнале различаются и наперед неизвестны, расчеты статических характеристик этим методом могут сопровождаться ошибками или непроизводительными затратами машинного времени.

В качестве иллюстрации (рис. 2) рассмотрим переходные процессы скорости движения поршня РМ  $V_{\Pi} = dY_{\Pi}/dt$  ( $Y_{\Pi}$  — перемещение поршня РМ;  $t$  — время) при различных значениях командного тока, рассчитанные по приведенной ниже математической модели РМ для постоянно действующей нагрузки на штоке силового гидроцилиндра РМ 1000 Н.

Для обеспечения вычисления статических характеристик РМ с заданной точностью и за минимальное время целесообразно использовать методы, сходные с методами, применяемыми для расчетов амплитудно-фазовых частотных характеристик динамических объектов и систем управления [7–9].

До определенного времени создание и внедрение подобных методов и алгоритмов для расчета статических характеристик, основанных

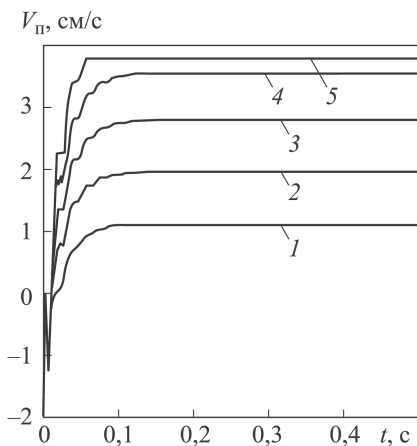
на численном интегрировании нелинейных дифференциальных уравнений математических моделей РМ, сдерживались низким уровнем быстродействия вычислительной техники.

Стремительное развитие вычислительной техники и совершенствование ее характеристик (в частности, возрастание уровня быстродействия компьютеров) в последние годы позволяют переориентировать методы расчета статических характеристик РМ с итерационных на методы, основанные на численном интегрировании дифференциальных уравнений динамических математических моделей РМ. Таким образом, в настоящей работе поставлена задача разработки и исследования работоспособности новых методов, основанных на интегрировании дифференциальных уравнений математической модели для расчетов скоростных и силовых (моментных) характеристик автономных электрогидравлических РМ с изменяемыми структурами в процессе работы. При этом под работоспособностью методов понимается их способность в соответствии с предлагаемым алгоритмом вычислять статические характеристики автономных электрогидравлических РМ.

**Описание методов статического анализа.** Суть разработанных и предлагаемых методов заключается в следующем. При каждом фиксированном значении входного командного сигнала процессы численного интегрирования системы нелинейных дифференциальных уравнений математической модели РМ продолжают до тех пор, пока среднее значение линейной (угловой) скорости выходного органа РМ при расчете скоростной характеристики или усилия (момента) развиваемого выходным органом РМ при расчете силовой (моментной) характеристики, не станет постоянным.

Алгоритмы таких методов имеют два основных цикла: 1) по входному командному сигналу; 2) по времени. При расчете силовой (моментной) характеристики РМ анализируемым параметром является средний перепад давлений на поршне силового гидроцилиндра РМ  $\Delta p_c$ , а при расчете скоростной характеристики РМ — средняя линейная (или угловая) скорость движения ее выходного органа  $V_c$ .

По аналогии с методами расчета частотных характеристик динамических объектов и следящих систем управления [7, 8], чтобы снизить влияние переходных процессов на результаты расчетов, наиболее



**Рис. 2.** Переходные процессы скорости РМ при постоянно действующей нагрузке на штоке 1000 Н и значениях командного тока  $I_k = 4$  (1), 6 (2), 8 (3), 10 (4) и 12 (5) мА

предпочтительно использовать принцип сравнения среднего значения анализируемого параметра за последние  $n - k$  групп шагов интегрирования на последнем шаге  $n$  группы шагов со средним значением этого параметра за последние  $n - k - 1$  групп шагов на последнем шаге  $n - 1$  группы ( $n$  — номер последней группы шагов интегрирования;  $k$  — число первых, неанализируемых групп шагов интегрирования, на которых влияние переходного процесса наиболее значительно). Каждая группа состоит из  $m$  шагов  $h$  интегрирования.

Ведение анализа по последним значениям параметров в группах шагов интегрирования состоящих из  $m$  шагов  $h$  интегрирования обусловлено стремлением значительно уменьшить число операций сравнения в процессе вычислений для сокращения времени счета.

В предлагаемых вариантах метода неустановившиеся колебательные и автоколебательные процессы отсекаются путем пропуска числа  $k$  первых, не анализируемых групп шагов интегрирования, на которых влияние переходного процесса наиболее существенно. Тем не менее возможно получение ложных результатов расчета и при установившихся автоколебаниях. Такая ситуация имеет место когда период следования последнего шага в группе шагов интегрирования совпадает с периодом автоколебаний и значения анализируемого параметра отличны от среднего. Хотя вероятность указанного совпадения очень и очень мала, при расчетах следует выполнять проверку на предмет совпадения путем вариации числа  $m$ .

При существенных автоколебательных процессах число  $m$  шагов  $h$  интегрирования может быть равно единице, т.е.  $m \geq 1$ . В остальных случаях (при несовпадении периода следования последнего шага в группе шагов интегрирования с периодом автоколебаний) разброс значений анализируемых параметров по модулю не превышают амплитуды автоколебаний (или принудительных колебаний) и процесс осреднения сходится.

Выбор числа  $m$  шагов интегрирования группы, числа  $k$  первых, не анализируемых групп шагов интегрирования, шага  $h$  интегрирования и погрешности вычислений  $\varepsilon$  является предметом оптимизации конкретной математической модели РМ с ее конкретными параметрами с помощью поискового моделирования. Таким образом, в процессе интегрирования системы нелинейных дифференциальных уравнений математической модели РМ при расчете силовой (моментной) характеристики проводится вычисление среднего значения перепада давлений

в полостях РМ ( $\Delta p = p_1 - p_2$ ):  $\Delta p_c(n) = \sum_{i=k+1}^n \Delta p(i) / (n - k)$ , а при

расчете скоростной характеристики РМ — среднего значения скорости выходного органа РМ  $V_c(n) = \sum_{i=k+1}^n V(i) / (n - k)$ . В случае расче-

та силовой (моментной) характеристики РМ процесс интегрирования системы нелинейных дифференциальных уравнений математической модели РМ при каждом командном сигнале продолжается до тех пор, пока не выполнится неравенство

$$\left| \frac{\Delta p_c(n) - \Delta p_c(n-1)}{\Delta p_c(n)} \right| \cdot 100\% \leq \varepsilon,$$

а в случае расчета скоростной характеристики РМ – неравенство

$$\left| \frac{V_c(n) - V_c(n-1)}{V_c(n)} \right| \cdot 100\% \leq \varepsilon.$$

Отметим, что при умножении сравниваемых модулей на 100 % число  $\varepsilon$  определяет погрешность вычисления в процентах.

Дополнительно на каждом последнем шаге  $n$  группы шагов интегрирования при расчете силовых (моментных) и скоростных характеристик может определяться среднее значение тока, потребляемого

электродвигателем РМ:  $I_{3,c}(n) = \sum_{i=k}^n I_3(i) / (n - k)$ .

**Тестовые математические модели рулевой машины.** Работоспособность разработанных методов расчета статических характеристик исследована на примерах проведения расчета силовой и скоростной характеристик РМ с изменяемой структурой (см. рис. 1). Перед выводом уравнений математической модели РМ были сделаны следующие допущения: температура рабочей жидкости, плотность, вязкость и модуль объемной упругости рабочей жидкости постоянны; коэффициенты расхода и коэффициенты сжатия потока дроссельных окон и зазоров клапанов постоянны; влияние гидравлического сопротивления трубопроводов РМ пренебрежимо мало; объемы полостей силового гидроцилиндра РМ постоянны; давление в сливной полости РМ равно атмосферному. Математическая модель РМ включает в себя уравнения, приведенные ниже.

1. Уравнение движения валика электромеханического преобразователя (ЭМП)

$$\frac{d\alpha}{dt} = \gamma;$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = M_R J^{-1}.$$

Здесь  $\alpha$  – угол поворота валика ЭМП;  $J$  – момент инерции подвижных частей узла управления (УУ), приведенный к валику ЭМП;  $M_R$  – движущий момент, действующий на валик ЭМП, для режимов покая и движения с учетом действия гидравлической силы определяется как  $M_R = K_{Mi} I_K - M_{c,тр} \text{sign}(\gamma) - K_{в,тр} \gamma - K_{поз,м} \alpha - R_\alpha F_\Gamma$  ( $K_{Mi}$  – коэффициент моментной характеристики ЭМП;  $M_{c,тр}$  – момент сухо-

го трения движения;  $K_{в.тр}$  — коэффициент момента вязкого трения;  $K_{поз.м}$  — коэффициент позиционного момента;  $R_\alpha$  — плечо коромысла узла управления;  $F_\Gamma$  — гидравлическая сила, действующая на золотниковые плунжеры, в зависимости от расхода  $Q$  и перепада давления  $\Delta p$  рабочей жидкости между полостями РМ,  $F_\Gamma = (F_{\Gamma 0} + K_q |Q|) \text{sign}(Q)$ ,  $F_{\Gamma 0}$  и  $K_q$  — коэффициенты, зависимости которых от перепада давления на поршне силового гидроцилиндра  $\Delta p$  определяются полиномами:  $F_{\Gamma 0} = c_0 + c_1 \Delta p + c_2 \Delta p^2 \text{sign}(\Delta p)$ ;  $K_q = d_0 + d_1 \Delta p + d_2 \Delta p^2 \text{sign}(\Delta p)$ ,  $c_0, c_1, c_2$  и  $d_0, d_1, d_2$  — коэффициенты аппроксимации).

Расход рабочей жидкости между полостями РМ определяется по формуле  $Q = S_{\text{п}} dY_{\text{п}}/dt$ ,  $S_{\text{п}}$  — эффективная площадь поршня силового гидроцилиндра РМ.

На угловое перемещение валика ЭМП УУ накладывается ограничение, соответствующее упору: при  $|\alpha| \geq \alpha^{\text{max}} \rightarrow \alpha = \alpha^{\text{max}} \text{sign}(\alpha)$  и  $\gamma = 0$ .

Кинематическая связь угла поворота валика ЭМП и перемещения золотникового плунжера для малых углов поворота валика находится как  $X_{з.пл} = R_\alpha \sin \alpha \cong R_\alpha \alpha$ .

2. Уравнение баланса напряжений в якорной цепи электродвигателя:

$$L_3 \frac{dI_3}{dt} = U_3 - R_3 I_3 - K_3^2 \omega.$$

Здесь  $L_3$  — индуктивность якорной цепи электродвигателя;  $U_3$  — напряжение питания электродвигателя;  $I_3$  — потребляемый электродвигателем ток;  $R_3$  — активное сопротивление якорной цепи электродвигателя;  $K_3^2$  — коэффициент электромагнитной скоростной связи электродвигателя (коэффициент противоэлектродвижущей силы);  $\omega$  — угловая скорость вращения вала электродвигателя.

3. Уравнения баланса моментов, приведенных к валу электродвигателя (валу насоса):

$$J_3 \frac{d\omega}{dt} = (K_M^\omega I_3) / K_p - M_{с.тр}^\omega - M_{с.тр}^H - C_{ж} b m^2 (z + 1) \rho \nu \omega - (C_f + 1) b m^2 (z + 1) (p_1 + p_2).$$

Здесь  $J_3$  — момент инерции подвижных частей электронасосного агрегата, приведенный к оси электродвигателя;  $K_M^\omega$  — коэффициент моментной характеристики электродвигателя;  $M_{с.тр}^\omega$  — момент сухого трения движения в электродвигателе;  $M_{с.тр}^H$  — момент сухого трения движения в насосе;  $C_{ж}$  — безразмерный коэффициент жидкостного вязкого трения;  $C_f$  — безразмерный коэффициент сухого трения, обусловленного давлением рабочей жидкости;  $b$  — ширина зубчатого венца шестерни насоса;  $m$  — модуль зацепления;  $z$  — число зубьев шестерни насоса;  $p_1, p_2$  — давления рабочей жидкости на выходах первой и

второй секций трехшестеренного насоса;  $\rho$  — плотность рабочей жидкости;  $\nu$  — кинематическая вязкость рабочей жидкости.

4. Уравнения движения подвижных частей предохранительных клапанов

$$\frac{d^2 Y_{\text{кл}1}}{dt^2} = \frac{\pi d_{\text{кл}}^2}{4m_{\text{кл}}} p_{p1} - \frac{K_{\text{в.тр}}^{\text{кл}}}{m_{\text{кл}}} \frac{dY_{\text{кл}1}}{dt} - \frac{F_{\text{с.тр}}^{\text{кл}}}{m_{\text{кл}}} \text{sign} \left( \frac{dY_{\text{кл}1}}{dt} \right) - \frac{K_{\text{пр}}^{\text{кл}}}{m_{\text{кл}}} (h_0 + Y_{\text{кл}1}) - \frac{\rho Q_{\text{кл}1}}{m_{\text{кл}}} \left[ \frac{Q_{\text{кл}1}}{\varepsilon_{\text{кл}} S_{\text{кл}1}} \cos(\Theta/2) - \frac{4Q_{\text{кл}1}}{\pi d_{\text{кл}}^2} \right] - \frac{\rho L_{\text{кл}}}{m_{\text{кл}}} \frac{dQ_{\text{кл}1}}{dt}; \quad (1)$$

$$\frac{d^2 Y_{\text{кл}2}}{dt^2} = \frac{\pi d_{\text{кл}}^2}{4m_{\text{кл}}} p_{p2} - \frac{K_{\text{в.тр}}^{\text{кл}}}{m_{\text{кл}}} \frac{dY_{\text{кл}2}}{dt} - \frac{F_{\text{с.тр}}^{\text{кл}}}{m_{\text{кл}}} \text{sign} \left( \frac{dY_{\text{кл}2}}{dt} \right) - \frac{K_{\text{пр}}^{\text{кл}}}{m_{\text{кл}}} (h_0 + Y_{\text{кл}2}) - \frac{\rho Q_{\text{кл}2}}{m_{\text{кл}}} \left[ \frac{Q_{\text{кл}2}}{\varepsilon_{\text{кл}} S_{\text{кл}2}} \cos(\Theta/2) - \frac{4Q_{\text{кл}2}}{\pi d_{\text{кл}}^2} \right] - \frac{\rho L_{\text{кл}}}{m_{\text{кл}}} \frac{dQ_{\text{кл}2}}{dt}; \quad (2)$$

где  $Y_{\text{кл}1}$ ,  $Y_{\text{кл}2}$  — перемещения подвижных частей предохранительных клапанов;  $d_{\text{кл}}$  — диаметр подводного канала предохранительного клапана;  $m_{\text{кл}}$  — масса подвижных частей предохранительного клапана;  $F_{\text{с.тр}}^{\text{кл}}$  — сила сухого трения в предохранительном клапане;  $K_{\text{в.тр}}^{\text{кл}}$  — коэффициент вязкого трения в предохранительном клапане;  $K_{\text{пр}}^{\text{кл}}$  — коэффициент упругости пружины предохранительного клапана;  $h_0$  — начальное поджатие пружины предохранительного клапана;  $S_{\text{кл}1}$ ,  $S_{\text{кл}2}$  — площади проходных сечений зазоров предохранительных клапанов, зависящие от диаметра шарика  $d_{\text{ш}}$  и угла конусности  $\Theta$  клапана, определяемые по выражениям, приведенным в работах [1, 4];  $Q_{\text{кл}1} = \mu_{\text{кл}} S_{\text{кл}1} (Y_{\text{кл}1}) \sqrt{2/\rho\sqrt{p_1}}$ ,  $Q_{\text{кл}2} = \mu_{\text{кл}} S_{\text{кл}2} (Y_{\text{кл}2}) \sqrt{2/\rho\sqrt{p_2}}$  — расходы через предохранительные клапаны,  $\mu_{\text{кл}}$  — коэффициент расхода зазоров предохранительных клапанов;  $\varepsilon_{\text{кл}}$  — коэффициент сжатия потока рабочей жидкости в зазоре клапана;  $L_{\text{кл}}$  — длина демпфирования клапана.

На перемещения затворов клапанов накладываются ограничения, соответствующие упору: при  $|Y_{\text{кл}1}| \geq Y_{\text{кл}}^{\text{max}} \rightarrow Y_{\text{кл}1} = Y_{\text{кл}}^{\text{max}}$  и  $dY_{\text{кл}1}/dt = 0$ ; при  $|Y_{\text{кл}2}| \geq Y_{\text{кл}}^{\text{max}} \rightarrow Y_{\text{кл}2} = Y_{\text{макс}}^{\text{max}}$  и  $dY_{\text{кл}2}/dt = 0$ .

5. Уравнения баланса расходов в полостях РМ:

— для расчета силовой характеристики

$$bm^2(z+1)\omega - C_n\omega - \frac{C_p bm^2(z+1)}{\rho\nu} p_1^2 - n_0\mu_0 S_{01}(X_{3,\text{пл}}) \sqrt{2/\rho\sqrt{p_1}} - \mu_{\text{кл}} S_{\text{кл}1}(Y_{\text{кл}1}) \sqrt{2/\rho\sqrt{p_1}} - \frac{V}{E} \frac{dp_1}{dt} = 0;$$



$$bm^2(z+1)\omega - C_n\omega - \frac{C_p bm^2(z+1)}{\rho\nu} p_2^2 - n_0\mu_0 S_{02}(X_{3,пл})\sqrt{2/\rho}\sqrt{p_2} - \mu_{кл} S_{кл2}(Y_{кл2})\sqrt{2/\rho}\sqrt{p_2} - \frac{V}{E} \frac{dp_2}{dt} = 0;$$

— для расчета скоростной характеристики

$$bm^2(z+1)\omega - C_n\omega - \frac{C_p bm^2(z+1)}{\rho\nu} p_1^2 - S_{п} \frac{dY_{п}}{dt} - n_0\mu_0 S_{01}(X_{3,пл})\sqrt{2/\rho}\sqrt{p_1} - \mu_{кл} S_{кл1}(Y_{кл1})\sqrt{2/\rho}\sqrt{p_1} - \frac{V}{E} \frac{dp_1}{dt} = 0;$$

$$bm^2(z+1)\omega - C_n\omega - \frac{C_p bm^2(z+1)}{\rho\nu} p_2^2 + S_{п} \frac{dY_{п}}{dt} - n_0\mu_0 S_{01}(X_{3,пл})\sqrt{2/\rho}\sqrt{p_2} - \mu_{кл} S_{кл2}(Y_{кл1})\sqrt{2/\rho}\sqrt{p_2} - \frac{V}{E} \frac{dp_2}{dt} = 0.$$

Здесь  $n_0$  — число дроссельных окон;  $\mu_0$  — коэффициент расхода дроссельных окон;  $S_{01}(X_{3,пл})$ ,  $S_{02}(X_{3,пл})$  — площади проходных сечений сегментных дроссельных окон, зависящие от их диаметра ( $d_0$ ) и начального открытия ( $X_{3,пл0}$ ) и перемещения ( $X_{3,пл}$ ) золотникового плунжера, определяемые по уравнениям, приведенным в работе [3];  $V$  — объем полости силового гидроцилиндра РМ;  $E$  — модуль объемной упругости газожидкостной смеси.

6. Уравнение развиваемого усилия на поршне РМ только для расчета силовой характеристики  $F_{п} = S_{п}(p_1 - p_2) - F_{с.тр}^{п}$ ,  $F_{с.тр}^{п}$  — сила сухого трения движения в силовом гидроцилиндре РМ.

7. Уравнения движения поршня силового гидроцилиндра только для расчета скоростной характеристики РМ

$$\frac{d^2 Y_{п}}{dt^2} = \frac{R_{п}}{m_{п}}; \quad R_{п} = S_{п}(p_1 - p_2) - F_{с.тр}^{п} \text{sign} \left( \frac{dY_{п}}{dt} \right) - F_{п}.$$

Значения параметров математической модели:  $K_{Mi}=2,04048 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{А}$ ;  $J=2,5 \cdot 10^{-5} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2/\text{рад}$ ;  $K_{поз.м}=1,36 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ ;  $K_{в.тр}=5 \cdot 10^{-4} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$ ;  $M_{с.тр}=8,5 \cdot 10^{-4} \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $R_{\alpha}=0,015 \text{ м}$ ;  $c_0 = -3,19 \cdot 10^{-2} \text{ Н}$ ;  $c_1 = -2,14 \times 10^{-8} \text{ м}^2$ ;  $c_2 = -1,16 \cdot 10^{-14} \text{ м}^4/\text{Н}$ ;  $d_0 = 6,88 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^3$ ;  $d_1 = -2,9558 \times 10^{-5} \text{ с}/\text{м}$ ;  $d_2 = 4,46862465 \cdot 10^{-7} \text{ м}\cdot\text{с}/\text{Н}$ ;  $\alpha^{\max} = 0,0128$ ;  $U_3 = 27 \text{ В}$ ;  $L_3=0,01 \text{ Гн}$ ;  $J_3=2,5 \cdot 10^{-4} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2/\text{рад}$ ;  $R_3=0,589 \text{ Ом}$ ;  $K_3^3=0,042 \text{ В}\cdot\text{с}/\text{рад}$ ;  $K_M^3 = 0,049 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{А}$ ;  $M_{с.тр}^3 = 0,0926 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $M_{с.тр}^H = 0,02089948 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $C_f = 0,02331949$ ;  $C_{ж} = 134647,88$ ;  $C_p = 6,1537 \cdot 10^{-14} \text{ м}^2/(\text{Н}\cdot\text{с})$ ;  $C_n = 1,77 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3$ ;  $b = 0,0055 \text{ м}$ ;  $m = 0,001$ ;  $z = 15$ ;  $J_3 = 2,5 \times 10^{-4} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2/\text{рад}$ ;  $d_{ш} = 0,005 \text{ м}$ ;  $d_{кл} = 0,004 \text{ м}$ ;  $m_{кл} = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}$ ;  $\Theta = 1,04712$ ;  $\mu_{кл} = 0,7$ ;  $h_0 = 0,00245 \text{ м}$ ;  $K_{в.тр}^{кл} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$ ;  $F_{с.тр}^{кл} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Н}$ ;  $Y_{кл}^{\max} = 0,00115 \text{ м}$ ;  $\rho = 853,4 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $\nu = 7,4 \text{ мм}^2/\text{с}$ ;  $m_{п} = 7,6 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}$ ;  $L_{кл} = 0,005 \text{ м}$ ;  $n_0 = 4$ ;  $\mu_0 = 0,7$ ;  $d_0 = 0,004 \text{ м}$ ;

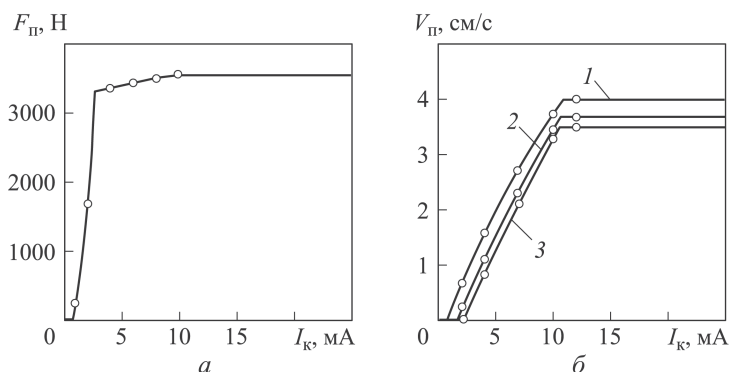
$X_{з.пл0} = 0,00021 \text{ м}$ ;  $V = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ ;  $E = 1,24 \cdot 10^{-7} \text{ Н/м}^2$ ;  $S_{\Pi} = 9,62 \times 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_{с.тр}^{\text{п}} = 250 \text{ Н}$ ;  $h = 0,00001 \text{ с}$ ;  $m = 100$ .

**Результаты вычислительных экспериментов.** Вычислительные эксперименты расчета силовой характеристики РМ и скоростных характеристик РМ по приведенным выше нелинейным математическим моделям проводились в диапазоне значений командных токов  $0 \dots 25 \text{ мА}$  с шагом  $h_i = 0,1 \text{ мА}$ , вычислительные эксперименты расчета скоростных характеристик РМ выполнялись для постоянно действующих нагрузок на штоке РМ:  $0, 1000$  и  $2\ 200 \text{ Н}$ .

Интегрирование систем нелинейных дифференциальных уравнений математических моделей РМ после приведения их к нормальной форме Коши в процессе вычислительных экспериментов осуществлялось методом Рунге–Кутты четвертого порядка. Шаг интегрирования  $1 \cdot 10^{-5} \text{ с}$ . Число неанализируемых групп шагов интегрирования было принято равным  $k = 100$ , число шагов в группе —  $m = 100$ . Результаты расчетов статических характеристик РМ предложенными методами вместе с данными экспериментов представлены на рис. 3. Хорошо заметны особенности статических характеристик РМ, обусловленные срабатыванием предохранительного клапана (изменения структуры РМ). Расчетные зависимости и данные экспериментов практически совпадают, что указывает на высокую точность разработанных методов статического анализа РМ.

**Выводы.** В результате проведенных в работе исследований можно сделать следующие выводы:

- разработаны и протестированы новые методы статического анализа РМ ракетных блоков, основанные на численном интегрировании систем нелинейных дифференциальных уравнений динамических математических моделей этих объектов;
- согласно предлагаемым методам, процесс интегрирования при каждом фиксированном входном командном сигнале продолжается до



**Рис. 3.** Силовая (а) и скоростные (б) характеристики РМ при значениях постоянно действующей нагрузки на штоке  $F_{\Pi} = 0$  (1),  $1000$  (2) и  $2\ 200$  (3) Н (о, — — — экспериментальные и расчетные данные)

тех пор, пока средние значения линейной (угловой) скорости выходного органа РМ при расчете скоростной характеристики или развиваемого выходным органом РМ усилия (момента) при расчете силовой (моментной) характеристики рулевой машины не станут постоянными, т.е. пока модули относительных разностей анализируемых величин на последнем шаге последней группы шагов интегрирования и на предпоследнем шаге предпоследней группы шагов интегрирования не будут меньше наперед заданного числа, определяющего погрешность вычислений;

— предложенные методы применимы для проведения статического анализа РМ с изменяемой в процессе их работы структурой;

— предложенные методы позволяют проводить расчеты статических характеристик РМ с заданной погрешностью вычислений и за минимальное время.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Белоногов О.Б., Жарков М.Н., Кудрявцев В.В., Шутенко В.И. Методы расчета статических характеристик автономных однокаскадных двухдрессельных рулевых машин // Ракетно-космическая техника. Сер. XII. 1998. Вып. 3–4. С. 132–177.
2. Белоногов О.Б., Жарков М.Н., Кудрявцев В.В., Шутенко В.И. Методы расчета статических характеристик автономных однокаскадных четырехдрессельных рулевых машин // Ракетно-космическая техника. Сер. XII. 1998. Вып. 3–4. С. 178–217.
3. Белоногов О.Б., Жарков М.Н., Кудрявцев В.В., Шутенко В.И. Методы расчета статических характеристик автономных однокаскадных рулевых машин с двухдрессельным электрогидравлическим усилителем с отрицательным перекрытием // Ракетно-космическая техника. Сер. XII. 1997. Вып. 1. С. 5–28.
4. Белоногов О.Б. Методы расчета статических характеристик двухдрессельных и четырехдрессельных электрогидравлических усилителей // Ракетно-космическая техника. Сер. XII. 2005. Вып. 1. С. 56–99.
5. Белоногов О.Б., Жарков М.Н. Модификация метода Зейделя для расчета статических характеристик рулевых машин и электрогидравлических приводов // Ракетно-космическая техника. Сер. XII. 1997. Вып. 1. С. 118–120.
6. Баишта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: Машиностроение, 1972. 320 с.
7. Белоногов О.Б. Моногармонический метод автоинтегрирования с локальным осреднением коэффициентов Фурье для расчета частотных характеристик динамических объектов и систем управления // Вестник ФГУП НПО им. С.А. Лавочкина. 2013. № 4 (20). С. 53–56.
8. Белоногов О.Б. Моногармонический метод автоинтегрирования с полным осреднением коэффициентов Фурье для расчета частотных характеристик динамических объектов и систем управления // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Приборостроение. 2013. № 4. С. 3–13.
9. Белоногов О.Б., Жарков М.Н. Структурно-параметрический синтез и создание упрощенных математических моделей автономных однокаскадных рулевых машин и их функциональных трактов // Ракетно-космическая техника. Сер. XII. 2005. Вып. 1. С. 100–120.

## REFERENCES

- [1] Belonogov O.B., Zharkov M.N., Kudryavtsev V.V., Shutenko V.I. Methods of Computation of Static Characteristics of Autonomous Single-Stage Two-Choke Steering Boosters. *Raketno-kosmicheskaya tekhnika* [Rocket-and-Space Equipment]. Ser. XII, 1998, iss. 3–4, pp. 132–177 (in Russ.).
- [2] Belonogov O.B., Zharkov M.N., Kudryavtsev V.V., Shutenko V.I. Methods of Computation of Static Characteristics of Autonomous Single-Stage Four-Choke Steering Boosters. *Raketno-kosmicheskaya tekhnika* [Rocket-and-Space Equipment]. Ser. XII, 1998, iss. 3–4, pp. 178–217 (in Russ.).
- [3] Belonogov O.B., Zharkov M.N., Kudryavtsev V.V., Shutenko V.I. Methods of Computation of Static Characteristics of Autonomous Single-Stage Steering Boosters with Four-Choke Electrohydraulic Underlapped Valves. *Raketno-kosmicheskaya tekhnika* [Rocket-and-Space Equipment]. Ser. XII, 1997, iss. 1, pp. 5–28 (in Russ.).
- [4] Belonogov O.B. Methods of Computation of Static Characteristics of Two-Choke and Four-Choke Electrohydraulic Underlapped Valves. *Raketno-kosmicheskaya tekhnika* [Rocket-and-Space Equipment]. Ser. XII, 2005, iss. 1, pp. 56–99 (in Russ.).
- [5] Belonogov O.B., Zharkov M.N. Seidel Method Adaptation for Computation of Static Characteristics of Steering Boosters and Electrohydraulic Actuators. *Raketno-kosmicheskaya tekhnika* [Rocket-and-Space Equipment]. Ser. XII, 1997, iss. 1, pp. 118–120 (in Russ.).
- [6] Bashta T.M. *Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika* [Hydraulic Actuation, and Hydraulic and Pneumatic Control Systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 320 p.
- [7] Belonogov O.B. Monogarmonical Autointegrating Method with local Fourier Coefficients Smoothing for Computing Frequency Response Characteristics of Dynamics Objects and Rocket Control Systems. *Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina*, 2013, no. 4 (20), pp. 53–56 (in Russ.).
- [8] Belonogov O.B. Monoharmonic Method of Autointegration with Full Averaging of Fourier Coefficients for Calculation of Frequency Response of Dynamic Objects and Control Systems. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Priborostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Instrum. Eng.], 2013, no. 4, pp. 3–13 (in Russ.).
- [9] Belonogov O.B., Zharkov M.N. Structural-Parametric Synthesis and Development of Simplified Computer Models of Autonomous Single-Stage Steering Boosters and their Functional Paths. *Raketno-kosmicheskaya tekhnika* [Rocket-and-Space Equipment]. Ser. XII, 2005, iss. 1, pp. 100–120 (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 19.11.2014

Белогов Олег Борисович — канд. техн. наук, начальник сектора ОАО “РКК “Энергия” им. С.П. Королёва”.

ОАО “РКК “Энергия” им. С.П. Королёва”, Российская Федерация, Московская обл., 141070, Королёв, ул. Ленина, д. 4-а.

Belonogov O.B. — Ph.D. (Eng.), Head of the Department, S.P. Korolev Rocket and Space Corporation Energiya.

S.P. Korolev Rocket and Space Corporation Energiya, Lenina ul. 4-a, Korolev, Moscow Region, 141070 Russian Federation.

### **Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Белогов О.Б. Методы статического анализа электрогидравлических рулевых машин ракетных блоков // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Приборостроение. 2015. № 5. С. 18–29.

### **Please cite this article in English as:**

Belonogov O.B. Static analysis techniques for electrohydraulic control actuators of rocket packs. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Priborostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Instrum. Eng.], 2015, no. 5, pp. 18–29.