

УДК 532.4

Исследование стойкости приборов автоматики с гидравлическим затуханием к комплексным механическим нагрузениям

С. В. Колесников, М. В. Каминский,
В. Д. Смирнов, Н. О. Андреев,
В. Г. Собянин, С. Д. Литвинов,
О. Э. Борисенкова

Комплексные одновременные воздействия на ПА боевых частей неядерного вооружения ряда внешних механических факторов, что имеет место в реальных условиях эксплуатации ПА, позволяют в отличие от последовательных однофакторных воздействий выявить новые эффекты в поведении ПА. Это показано расчетным путем на примере приборов инерционного типа с гидравлическим демпфированием при комплексных механических нагрузениях (случайная вибрация и линейное ускорение). Рассмотрены две нелинейные модели приборов, приведены графики перемещения подвижных систем ПА. Предложенный метод может быть использован для анализа стойкости ПА при наличии сложного спектра возможных натуральных нагрузений, возникающих в условиях применения.

В условиях эксплуатации приборы автоматики (ПА) подвержены одновременному воздействию ряда факторов. Такой характер нагружения носит название комплексного. Исследования, проводимые во ВНИИЭФ, показали, что из комплекса нагружений весьма важным с точки зрения влияния на приборы инерционного типа является комплекс линейного ускорения и вибрации. Это влияние показано в наших работах расчетно-теоретическим путем и экспериментально на установках комплексных нагружений. В статье впервые в практике наших работ дается анализ поведения приборов автоматики инерционного типа с жидкостным затуханием к комплексным нагружениям. Ставится вопрос о необходимости проведения испытаний ПА при комплексных нагружениях, результаты которых следует сопоставить с расчетными данными.

1. Конструктивная схема прибора и ее модель

Конструктивная схема прибора приведена на рис. 1 [1]. При увеличении линейного ускорения $n_x > n_0$ (n_0 – определяется начальным поджатием пружины) происходит смещение поршня 1 из среднего положения. При смещении поршня до совпадения проточки с флажком 2 прибор срабатывает. Корпус прибора заполнен кремнийорганической жидкостью. В процессе движения под поршнем создается избыточное давление.

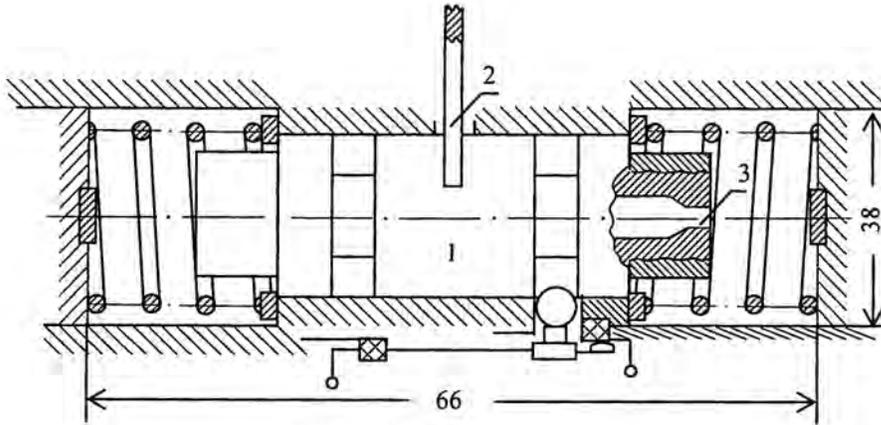


Рис. 1. Конструктивная схема

Существует два варианта конструктивной схемы. В первом варианте под действием давления жидкость начинает перетекать через отверстие в поршне и зазор между поршнем и корпусом (модель 1). В другом варианте перетекание жидкости идет через канал в поршне. Канал заканчивается резким сужением (жиклёр 3).

Двум конструктивным схемам соответствуют две расчетные модели, используемые для оценки влияния на ПА комплексного нагружения.

Первая модель прибора автоматики. Модель представлена на рис. 2.

Как уже говорилось, одной из особенностей рассматриваемой модели является наличие жидкостного затухания, определяющего, во-первых, характер зависимости перемещения подвижной системы модели при действии линейного ускорения (функционал прибора) и, во-вторых, уменьшающего влияние внешней вибрации на работу ПА. Анализ данной модели с использованием параметров приборов и данных внешних нагружений позволил оценить характер перетекания жидкости в зазоре (ламинарный) и канале поршня (турбулентный). Условия перетекания жидкости влияют на вид уравнения движения модели при сложных внешних нагружениях.

Определение сил сопротивления при движении подвижной системы модели. Составление уравнения движения. Силы сопротивления в рассматриваемой гидромеханической системе определяются, как правило, скоростями движения массы модели \dot{X} , движения жидкости в зазоре V_3 и канале V_k . Для нахождения связи между скоростями используются уравнение секундного расхода жидкости и условие равенства давления Δp в параллельных каналах (зазор, отверстие в поршне):

$$S_{\Pi} \dot{X} = V_3 S_3 + V_k S_k, \quad (1)$$

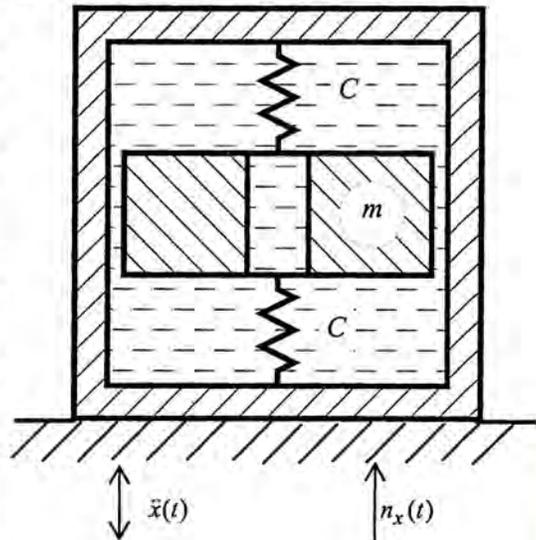


Рис. 2. Первая модель прибора (m – масса подвижной системы; C – упругость пружинного подвеса; $\ddot{x}(t)$ – случайное вибрационное нагружение; $n_x(t)$ – линейное ускорение (перегрузка)

где S_k – площадь поперечного сечения канала; S_3 – поперечная площадь зазора.

Давление в каналах определяется следующим образом:

$$\Delta p_3 = \frac{12V_3\mu\ell S_3}{2\pi R\delta^3}, \quad \Delta p_k = \frac{\rho V_k^2}{2}, \quad \Delta p_3 = \Delta p_k; \quad (2)$$

$$V_k^2 = \frac{24\mu\ell V_3}{\delta^3\rho}, \quad V_k = \frac{24\mu\ell}{\delta^3\rho} \sqrt{V_3} = C_1 \sqrt{V_3},$$

где $C_1 = \frac{24\mu\ell}{\delta^3\rho}$; Δp_3 – перепад давления в зазоре; Δp_k – перепад давления в канале; ℓ – длина зазора (поршня, канала); μ – динамическая вязкость жидкости; ρ – плотность жидкости; R – радиус поршня; δ – величина зазора.

Из выражений (1) и (2) соотношение скоростей V_k, V_3, \dot{X} будет иметь вид [1]:

$$\frac{V_3}{\dot{X}} = \left(\frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\dot{X}}}{2a} \right)^2 \frac{1}{\dot{X}}, \quad \frac{V_k}{\dot{X}} = \frac{C_1}{\dot{X}} \frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\dot{X}}}{2a}, \quad (3)$$

где $a = \frac{S_3}{S_\Pi}$, $b = C_1 \frac{S_k}{S_\Pi}$.

Сила сопротивления движению массы m (поршня) в связи с перетеканием жидкости в зазоре при давлении Δp есть $F = \Delta p S_3$. В то же время эта сила сопротивления для ламинарного течения имеет вид $F = h\dot{X}$, где h – коэффициент линейного сопротивления. Тогда коэффициент сопротивления движению массы m , связанный с демпфирующим действием жидкости при истечении ее через зазор, представим как

$$h = \frac{F}{\dot{X}} = \frac{\Delta p S_3}{\dot{X}}.$$

Используя выражение (2), получим

$$h = \frac{12\mu\ell S_3}{\delta^2} \frac{V_3}{\dot{X}} = \frac{12\mu\ell S_3}{\delta^2} \left(\frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\dot{X}}}{2a} \right)^2 \frac{1}{\dot{X}}. \quad (4)$$

Таким же образом определим коэффициент сопротивления при движении поршня в связи с перетеканием жидкости в канале.

Скорость в канале, как показано выше, равна

$$V_k = C_1 \sqrt{V_3} = C_1 \frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\dot{X}}}{2a}.$$

Здесь для скорости V_3 коэффициенты C_1, a, b находятся в зависимости от конструктивных параметров системы и свойств жидкости. Далее, поскольку давление Δp , проталкивающее жидкость по каналу, приложено к поршню, сила сопротивления движению поршня от турбулентного движения жидкости в канале имеет вид $F_k = \Delta p S_\Pi = h_1 (\dot{X})^2$, так как $\Delta p (S_\Pi - S_3) \cong \Delta p S_\Pi$.

Сила сопротивления от турбулентного потока жидкости, как правило, пропорциональна квадрату скорости движения, поэтому

$$h_1 = \frac{\Delta p S_{\Pi}}{(\dot{X})^2} = \frac{\rho S_{\Pi}}{2} \left(\frac{C_1}{\dot{X}} \right)^2 \left(\frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\dot{X}}}{2a} \right)^2. \quad (5)$$

Тогда в первом приближении уравнение движения подвижной системы модели запишем в виде

$$m\ddot{X} + \frac{12\mu\ell S_3}{\delta^2} \left(\frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\dot{X}}}{2a} \right)^2 + \frac{\rho C_1^2 S_{\Pi}}{2} \left(\frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\dot{X}}}{2a} \right)^2 + F_{\Pi} + F_1 \text{sign } \dot{X} + C_x = -m (\ddot{y} + n_x). \quad (6)$$

Здесь F_{Π} – начальное поджатие пружины; F_1 – начальная сила трения.

Уравнение (6), однако, не учитывает приведенной массы системы, связанной с перетеканием жидкости в канале и зазоре. При перетекании жидкости к массе поршня m "добавляется" так называемая "вносимая" масса жидкости [1]. Ее необходимо учитывать. Согласно [1] суммарная масса $M = m + \pi r^2 \ell \rho \left(\frac{V_k}{\dot{X}} \right)^2 + S_3 \ell \rho \left(\frac{V_3}{\dot{X}} \right)$. Окончательное уравнение движения системы с учетом вносимой массы имеет вид:

$$\left[\pi r^2 \ell \rho \left(\frac{C_1}{\dot{X}} \right)^2 \left(\frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\dot{X}}}{2a} \right)^2 + S_3 \ell \rho \frac{1}{\dot{X}^2} \left(\frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\dot{X}}}{2a} \right)^4 + m \right] \ddot{X} + \frac{12\mu\ell S_3}{\delta^2} \left(\frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\dot{X}}}{2a} \right)^2 + \frac{\rho C_1^2 S_{\Pi}}{2} \left(\frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\dot{X}}}{2a} \right)^2 \text{sign } \dot{X} + F_{\Pi} + F_1 \text{sign } \dot{X} + C_x = -M(\ddot{y} + n_x), \quad (7)$$

где M – эффективная динамическая масса системы;

$$M = \left[\pi r^2 \ell \rho \left(\frac{C_1}{\dot{X}} \right)^2 \left(\frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\dot{X}}}{2a} \right)^2 + S_3 \ell \rho \frac{1}{\dot{X}^2} \left(\frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\dot{X}}}{2a} \right)^4 + m \right].$$

С использованием выражения (7) были проведены расчеты относительного перемещения подвижной системы $x(t)$ при действии случайной вибрации и линейного ускорения. Результаты расчетов приведены на рис. 3. В расчетах были использованы следующие значения параметров системы:

$$\ell = 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \delta = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}, C_1 = 21 \text{ (м/с)}^{-1/2}, S_3 = 4,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, S_{\Pi} = 1,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, b = \frac{1}{420},$$

$$a = \frac{1}{37,5}, r = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \rho = 9,7 \cdot 10^2 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4, \mu = 0,7 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2, R = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

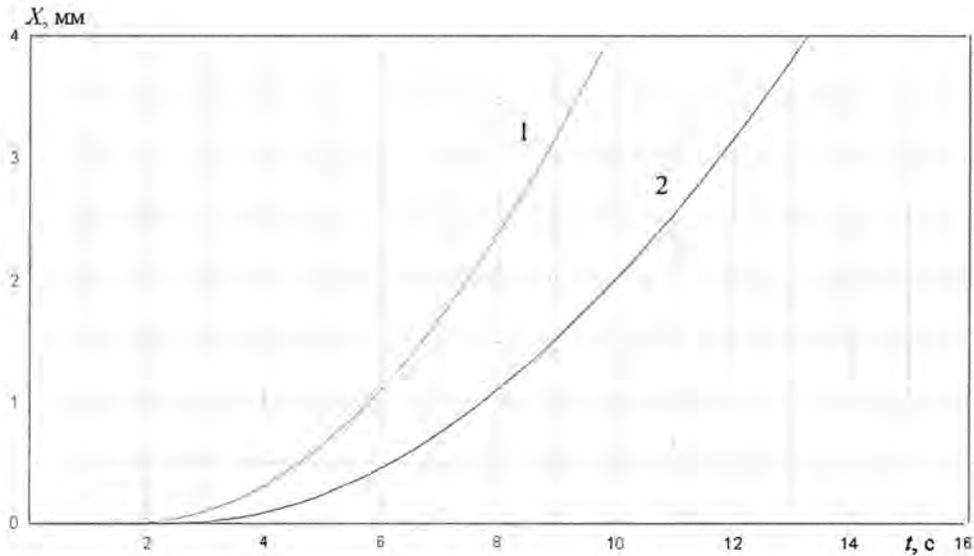


Рис. 3. Предельные зависимости перемещения поршня ИВ от времени при действии линейно нарастающей продольной перегрузки с фронтом $1,0 \text{ g}_0/\text{с}$ и случайной широкополосной вибрации в диапазоне частот 20–2000 Гц со среднеквадратическим значением $\sigma = 14,5 \text{ g}_0$: 1 – $t_{\text{пред}}^{\text{мин}}$; 2 – $t_{\text{пред}}^{\text{макс}}$

2. Вторая модель ТИВ316 с гидродинамическим затуханием

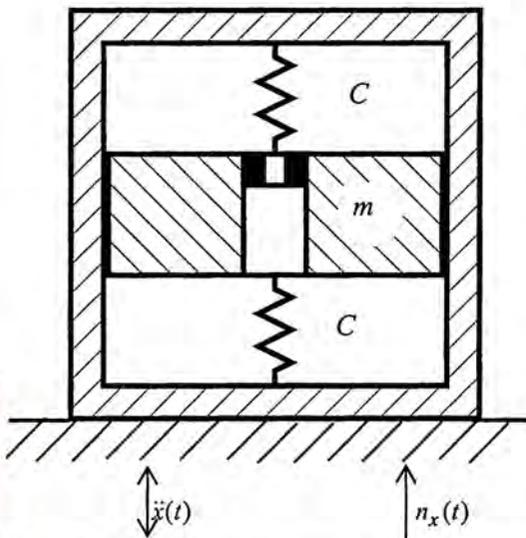


Рис. 4. Вторая модель прибора (m – масса подвижной системы); C – упругость пружинного подвеса; $\ddot{x}(t)$ – случайный вибрационный процесс; $n_x(t)$ – линейное ускорение (перегрузка)

Модель приведена на рис. 4.

Данная модель отличается от рассмотренной ранее (см. рис. 2) тем, что практически отсутствует зазор, а сквозной канал заканчивается резким сужением (жиклер). Далее дается оценка гидродинамического затухания системы при ее движении и составляется уравнение движения подвижной системы.

Определение сил сопротивления движению подвижной системы. За счет срыва потока в малых отверстиях (насадка, жиклёр) истечение, как правило, носит турбулентный характер [2]. Истечение жидкости через канал, имеющий площадь поперечного сечения на порядки больше, чем насадка, носит сугубо ламинарный характер. При выводе необходимых математических соотношений, используемых для составления уравнения движения подвижной системы модели, воспользуемся выражениями для перепада давления Δp и секундного расхода жидкости Q .

Перепад давления, вызывающий течение жидкости, записывается в виде $\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$, где Δp_1 – перепад давления, связанный с турбулентным течением жидкости через насадку; Δp_2 – перепад давления в канале при ламинарном истечении.

Согласно [2]

$$\Delta p_1 = \frac{\rho V_n^2}{2}, \quad \Delta p_2 = \frac{V_k S_k 8\mu \ell}{\pi r^4}.$$

Из равенства секундного расхода жидкости через насадку Q_1 и канал Q_2 следует, что

$$Q_1 = S_n V_n \varepsilon, \quad Q_2 = V_k S_k, \quad S_n V_n \varepsilon = V_k S_k,$$

тогда $V_n = \frac{V_k \varepsilon}{S_n}$, где V_n – скорость истечения в насадке; V_k – скорость истечения жидкости в канале; ε – коэффициент сжатия струи; S_k и S_n – площадь поперечного сечения насадки и канала. Далее

$$\Delta p = \frac{\rho V_n^2}{2} + \frac{V_k 8\mu \ell S_k}{\pi r^4} = \frac{\rho V_n^2}{2} + \frac{8\mu \ell V_k}{r^2}. \quad (8)$$

Расход жидкости выражается как $Q = S_{\Pi} \dot{X}$, тогда $S_{\Pi} \dot{X} = V_n S_n \varepsilon$ и $V_n = \frac{S_{\Pi}}{S_n} \dot{X}$. Таким же образом находим соотношения между скоростями V_k и \dot{X} :

$$S_{\Pi} \dot{X} = V_k S_k, \quad V_k = \frac{S_{\Pi}}{S_k} \dot{X}.$$

Теперь могут быть найдены силы сопротивления движению поршня: $F = \Delta p S_{\Pi}$. Согласно (8)

$$\Delta p S_{\Pi} = \left(\frac{V_k 8\mu \ell}{r_k^2} + \frac{\rho V_n^2}{2} \right) S_{\Pi} = \frac{S_{\Pi} \dot{X}}{S_k} \frac{8\mu \ell}{r_k^2} S_{\Pi} + \left(\frac{S_{\Pi}}{S_n} \frac{\dot{X}}{\varepsilon} \right)^2 \frac{S_{\Pi} \rho}{2}.$$

Отсюда сила сопротивления движению поршня

$$F = \frac{S_{\Pi}^2}{S_k} \frac{8\mu \ell}{r^2} \dot{X} + \frac{\rho}{2} \left(\frac{S_{\Pi}}{S_n \varepsilon} \right)^2 S_{\Pi} \dot{X} |\dot{X}| = h \dot{X} + h_1 \dot{X} |\dot{X}|.$$

Здесь h и h_1 соответственно линейный и нелинейный коэффициенты сопротивления.

Для составления уравнения движения необходимо, как это было сказано в разделе 1, знание приведенной массы системы. Для жидкости, связанной с каналом, дополнительная (вносимая) масса есть [2]

$$m_{\partial k} = \pi r_k^2 \ell_k \rho \left(\frac{V_k}{\dot{X}} \right)^2 = \pi r_k^2 \ell_k \rho \left(\frac{S_{\Pi}}{S_k} \right)^2.$$

Для насадки $m_{\partial n} = \pi r_n^2 \ell_n \rho \left(\frac{V_n}{\dot{X}} \right)^2 = \pi r_n^2 \ell_n \rho \left(\frac{S_{\Pi}}{S_n \varepsilon} \right)^2$. Тогда уравнение движения будет иметь вид:

$$(m_{\partial k} + m_{\partial n} + m) \ddot{X} + \frac{S_{\Pi}^2}{S_k} \frac{8\mu \ell_k}{r^2} \dot{X} + \frac{\rho}{2} \left(\frac{S_{\Pi}}{S_n \varepsilon} \right)^2 S_{\Pi} \dot{X} |\dot{X}| + CX + F_0 + F_1 \text{sign} \dot{X} = -\mu(\ddot{y} + n_x); \quad (9)$$

$$\left[\pi r_k^2 \ell_k \rho \left(\frac{S_{\Pi}}{S_k} \right)^2 + \pi r_n^2 \ell_n \rho \left(\frac{S_{\Pi}}{S_n \varepsilon} \right)^2 + m \right] \ddot{X} + \frac{S_{\Pi}^2 8 \mu \ell_k}{r_k^2} \dot{X} + \frac{\rho}{2} \left(\frac{S_{\Pi}}{S_n \varepsilon} \right)^2 S_{\Pi} \dot{X} |\dot{X}| + CX + F_0 + F_1 \text{sign} \dot{X} = -M(\ddot{y} + n_x). \quad (10)$$

В уравнении движения $r_k = 2 \cdot 10^{-3}$ м – радиус канала; $r_n = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м – радиус насадки; $\ell_k = 25 \cdot 10^{-3}$ м – длина канала; $\ell_n = 0,8 \cdot 10^{-3}$ м – "длина" насадки; $S_{\Pi} = 1,74 \cdot 10^{-4}$ м²; $S_k = 12,56 \cdot 10^{-6}$ м²; $S_n = 0,03 \cdot 10^{-6}$ м².

Параметры, характеризующие используемую жидкость μ и ρ , те же, что и при решении первой задачи раздела 1. Выражение (10) было использовано для расчета параметров движения подвижной системы второй модели. Результаты расчетов приведены на рис. 5.

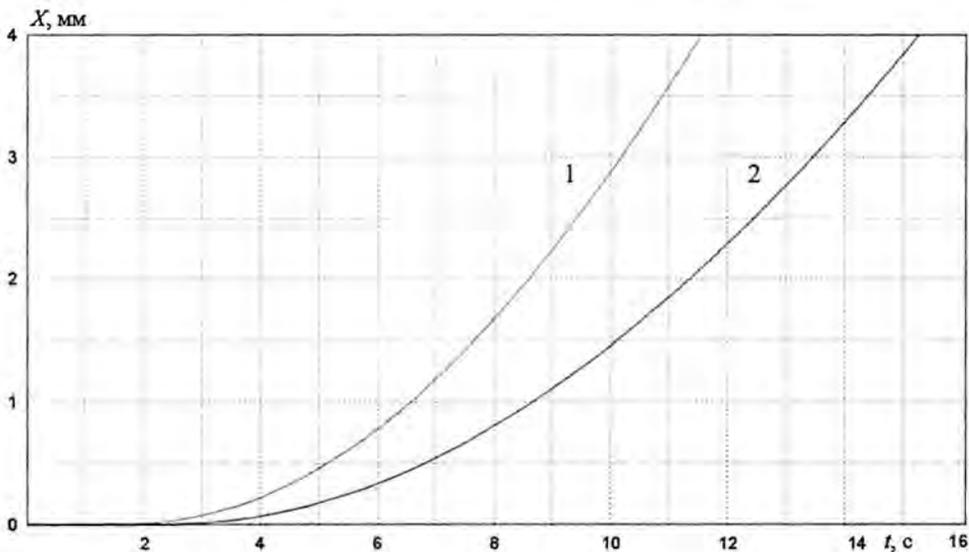


Рис. 5. Предельные зависимости перемещения поршня ИВ с уплотненным кольцевым зазором от времени при действии линейно нарастающей продольной перегрузки с фронтом $1,0 \text{ g}_0/\text{с}$ и случайной широкополосной вибрации в диапазоне частот 20–2000 Гц со среднеквадратическим значением $\sigma = 14,5 \text{ g}_0$: 1 – $t_{\text{пред}}^{\text{мин}}$; 2 – $t_{\text{пред}}^{\text{макс}}$

Список литературы

1. Арэнд В. Р., Севент К. Дж. Практика следящих систем. М., Л., Гос. энергетическое изд-во, 1962.
2. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975.

Study of Tolerance of Automatic Devices Featuring Hydraulic Attenuation Subject to Complex Mechanic Loadings

S. V. Kolesnikov, M. V. Kaminsky, V. D. Smirnov, N. O. Andreev,
V. G. Sobyenin, S. D. Litvinov, O. E. Borisenkova

Complex simultaneous effects posed by numerous extraneous factors on automatic devices (AD) constituent of the warheads of non-nuclear weapons, characteristic to real operational conditions of AD, aid in revealing the new traits of AD behavior, which is not achievable in case of consequent single-factor effects. The paper demonstrates the above via calculations made for the inertial devices with hydraulic damping subject to complex mechanic loadings (occasional vibration, linear acceleration). Two nonlinear models of the devices are considered. The plots illustrating transport of the mobile AD systems are presented. The method being offered can be used to analyze AD tolerance under the complex spectrum of plausible natural loadings, characteristic of real operational environment.