

УДК 681.583.3 : 62-522

РАЗРАБОТКА АДАПТИВНОГО АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ СТЕНДОМ ПРОЧНОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ*

А. И. Лапердин¹, В. Д. Юркевич²

¹Сибирский научно-исследовательский институт авиации им. С. А. Чаплыгина,
630051, г. Новосибирск, ул. Ползунова, 21

²Новосибирский государственный технический университет,
630073, г. Новосибирск, просп. К. Маркса, 20
E-mail: lp.un1t@mail.ru
yurkev@mail.ru

Рассматривается проблема синтеза системы управления стендом прочностных испытаний авиационных конструкций. Представлена методика расчёта параметров пропорционально-интегрального регулятора (алгоритма управления) методом разделения движений для испытательного стенда с учётом влияния запаздывания в канале управления. Предложена структура адаптивного алгоритма, позволяющая ограничить амплитуду высокочастотных колебаний в системе управления при изменении направления движения штока гидроцилиндра, обеспечить заданные требования на точность и показатели качества переходных процессов на всех этапах реализации циклограммы силового нагружения конструкций. Приведены результаты испытаний разработанной системы управления с адаптивным алгоритмом управления на экспериментальном стенде силового нагружения авиационных конструкций.

Ключевые слова: силовое нагружение, прочностные испытания, авиационные конструкции, система управления, ПИ-регулятор, адаптивный регулятор, метод разделения движений.

DOI: 10.15372/AUT20170406

Введение. Совершенствование методов и средств натуральных ресурсных испытаний конструкций авиационной, ракетной и космической техники является важной составной частью мер, направленных на повышение надёжности и обеспечения заданного эксплуатационного ресурса разрабатываемых аппаратов и систем [1–5]. Ресурсные испытания конструкций проводятся на специальных стендах [6–10], которые могут включать в себя десятки гидроприводов [11–13]. Характеристики различных каналов управления могут изменяться в зависимости от режима испытаний. В условиях промышленной эксплуатации стендов прочностных испытаний обычно применяют пропорционально-интегральные (ПИ) алгоритмы управления гидроприводами. При этом возникает проблема настройки параметров ПИ-регулятора гидропривода. Наиболее часто применяются эмпирические процедуры настройки параметров регулятора, например процедура Циглера — Николса и её различные модификации [14, 15]. Однако указанный эмпирический подход к настройке параметров не позволяет обеспечить заданные требования на точность и показатели качества переходных процессов на всех этапах воспроизведения циклограммы силового нагружения конструкций в условиях переменных характеристик стенда и неполной информации о его параметрах.

*Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (грант № 14-08-01004).

В целях апробирования элементов системы управления процессом силового нагружения конструкций были разработаны одноканальный стенд с электрогидравлическим регулятором на базе сервопривода и соответствующее программное обеспечение для управления стендом. Стенд позволяет провести экспериментальные исследования различных вариантов алгоритмов управления и выполнить их сравнительный анализ.

Цель данной работы — исследование возможности применения для испытательных стендов метода синтеза регуляторов на основе формирования в системе управления разнотемповых процессов [16] и получение расчётных соотношений для выбора параметров ПИ-регулятора гидропривода для стенда силового нагружения с учётом влияния запаздывания в канале управления. Предлагается структура адаптивного алгоритма для компенсации влияния увеличения коэффициента усиления в канале управления стендом при изменении направления движения штока гидроцилиндра, что позволяет обеспечить заданные требования на точность и показатели качества переходных процессов в системе регулирования.

Одноканальный испытательный стенд. В данной работе приведены результаты исследований, выполненных на одноканальном испытательном стенде, функциональная схема которого представлена на рис. 1. Испытательный стенд содержит гидропривод, механически связанный с имитатором нагрузки. Величина формируемой силы измеряется динамометром, выходной сигнал которого $y(t)$ поступает в контроллер. В контроллере осуществляется реализация алгоритма управления и формируется управляющее воздействие $u(t)$, поступающее на агрегат управления гидроприводом (включающий блок гидравлического управления и шкаф релейной автоматики). Агрегат управления осуществляет управление золотником, который регулирует подачу масла высокого давления в гидроцилиндр.

В результате экспериментальных исследований динамических характеристик данного стенда получена упрощённая математическая модель гидропривода в виде интегратора с коэффициентом усиления g и последовательно включённого звена запаздывания τ [17]:

$$\dot{y}(t) = gu(t - \tau). \quad (1)$$

Предложенные в работе [17] схемы экспериментов на стенде с пропорциональной и релейной обратной связью позволяют получить оценки величин коэффициента g и запаздывания τ для модели вида (1) на основе результатов экспериментов непосредственно на стенде. В математической модели (1) не учитывается динамика стенда более высокого порядка, что является возможным в данном случае в силу относительной малости скорости формируемых процессов силового нагружения конструкций.

Синтез алгоритма управления методом разделения движений. На основе математической модели (1) предлагаются аналитические расчётные соотношения для выбора параметров ПИ-регулятора, при которых обеспечивается наименьшая величина ошибки воспроизведения заданной циклограммы силового нагружения конструкций.

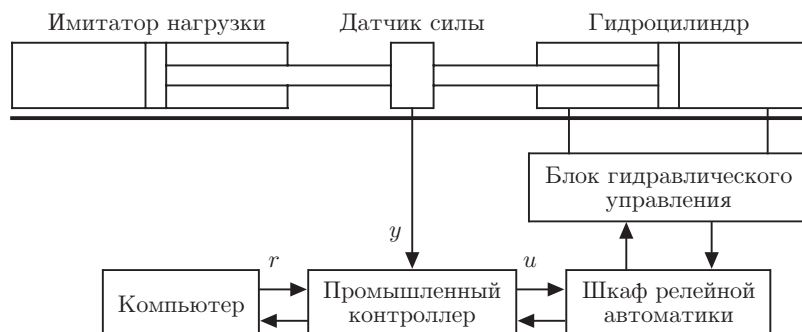


Рис. 1. Функциональная схема испытательного стенда

Пусть желаемое значение величины развиваемой гидроцилиндром силы задано непрерывной функцией $r(t)$, где $|r(t)| \leq c_0 = \text{const}$ и $|\dot{r}(t)| \leq c_1 = \text{const}$. Обычно циклограмма силового нагружения конструкций задаётся гармонической функцией $r(t) = r_0 \sin(\omega t)$. Соответственно ошибка реализации заданной силы $r(t)$ имеет вид

$$e(t) = r(t) - y(t). \quad (2)$$

Задача управления состоит в обеспечении свойства

$$\lim_{t \rightarrow \infty} |e(t)| \leq \delta, \quad (3)$$

где δ — абсолютное значение максимальной допустимой ошибки формирования заданной силы $r(t)$, $\delta > 0$.

Рассмотрим алгоритм управления, уравнение которого имеет вид

$$\mu \dot{u}(t) = k_0 [\dot{e}(t) + T^{-1}e(t)], \quad (4)$$

где μ рассматривается как малый положительный параметр алгоритма управления. Пусть $p = d/dt$ — оператор дифференцирования, тогда выражение (4) можно представить в операторной форме записи:

$$u(t) = \left[\frac{k_0}{\mu} + \frac{k_0}{\mu T} \frac{1}{p} \right] e(t).$$

Таким образом, выражение (4) соответствует структуре ПИ-регулятора.

Принимая во внимание выражения (1), (2) и (4), запишем уравнения замкнутой системы управления

$$\dot{e}(t) = \dot{r}(t) - gu(t - \tau); \quad \mu \dot{u}(t) = k_0 [\dot{e}(t) + T^{-1}e(t)]. \quad (5)$$

В целях анализа свойств системы (5) заменим $\dot{e}(t)$ во втором уравнении системы (5) правой частью первого уравнения данной системы и получим

$$\dot{e}(t) = \bar{r}(t) - gu(t - \tau); \quad \mu \dot{u}(t) = -k_0 gu(t - \tau) + k_0 [\bar{r}(t) + T^{-1}e(t)], \quad (6)$$

где $\bar{r} = \dot{r}(t)$ и $|\bar{r}| \leq c_1$ в силу ограниченности скорости формируемых процессов силового нагружения конструкций.

Система (6) относится к классу сингулярно-возмущённых систем дифференциальных уравнений с малым положительным параметром μ , где при его уменьшении происходит формирование быстрых и медленных переходных процессов в системе (6) [16]. Особенностью системы является наличие запаздывания τ в канале управления. Рассмотрим процедуру выделения из системы (6) уравнений подсистемы быстрых движений (ПБД) и подсистемы медленных движений. Для этого представим систему (6) в операторной форме записи:

$$pe(t) = \bar{r}(t) - ge^{-\tau p} u(t); \quad \mu pu(t) = -k_0 ge^{-\tau p} u(t) + k_0 [\bar{r}(t) + T^{-1}e(t)]. \quad (7)$$

Полагаем $\tau = \mu\tau_0$ и обозначим $p = \mu^{-1}p_0$. Из уравнений (7) получаем

$$p_0 e = \mu [\bar{r} - ge^{-\tau_0 p_0} u], \quad p_0 u = -k_0 ge^{-\tau_0 p_0} u + k_0 [\bar{r} + T^{-1}e].$$

При $\mu \rightarrow 0$ из данной системы следуют уравнения

$$p_0 e = 0, \quad p_0 u = -k_0 ge^{-\tau_0 p_0} u + k_0 [\bar{r} + T^{-1}e],$$

где замена $\tau_0 = \mu^{-1}\tau$, $p_0 = \mu^{-1}p$ с последующим переходом к временной форме записи приводит к уравнению ПБД вида

$$\mu \dot{u}(t) = -k_0 g u(t - \tau) + k_0 [\bar{r}(t) + T^{-1}e(t)]. \quad (8)$$

Здесь $e(t)$ и $\bar{r}(t)$ — замороженные величины на интервале времени переходных процессов в ПБД (8). Характеристический полином в ПБД (8) имеет вид $\mu p + k_0 g e^{-\tau p}$.

Предположим, что переходные процессы в ПБД (8) являются устойчивыми. Рассмотрим квазиравновесный режим в ПБД (8), который соответствует условию $\dot{u} = 0$, или исключим $u(t - \tau)$ из (6) при $\mu \rightarrow 0$. Тогда, учитывая $\bar{r} = \dot{r}(t)$, получаем из (6) уравнение подсистемы медленных движений $T\dot{e} + e = 0$, характеристический полином которого имеет вид $Tp + 1$. Соответственно выбором параметра T регулятора (4) можно обеспечить желаемое время переходных процессов для ошибки e , а выбором параметра μ — требуемую скорость переходных процессов в ПБД (8).

В целях получения оценки для точности воспроизведения циклограммы силового нагружения, заданной в виде гармонической функции $r(t) = r_0 \sin(\omega t)$, рассмотрим передаточную функцию для замкнутой системы от задающего воздействия $r(t)$ к ошибке $e(t)$, т. е. $e(t) = W_{e/r}(p)r(t)$, где

$$W_{e/r}(p) = \frac{\mu p^2}{\mu p^2 + k_0 g (p + T^{-1}) e^{-\tau p}}. \quad (9)$$

Установившемся режиму в системе управления соответствует гармонический сигнал ошибки $e(t) = e_0 \sin(\omega t + \varphi_e)$, где $e_0 = |W_{e/r}(j\omega)|r_0$. Для упрощения получаемого выражения будем полагать, что $\sin(\tau\omega) \approx 0$, тогда из (9) следует

$$|W_{e/r}(j\omega)| \approx \frac{\mu \omega^2}{\sqrt{[k_0 g T^{-1} - \mu \omega^2]^2 + [k_0 g \omega]^2}}. \quad (10)$$

Из выражения (10) видно, что заданное требование (3) на точность воспроизведения циклограммы силового нагружения можно обеспечить уменьшением параметра μ в алгоритме управления (4). Однако существует нижняя допустимая граница для параметра μ , которая определяется требованием сохранения свойства устойчивости процессов в ПБД (8). Привлекая критерий Найквиста, рассмотрим условия устойчивости ПБД (8), представив уравнение (8) в операторной форме записи:

$$u(t) = \frac{k_0}{\mu} \frac{1}{p} [-g e^{-\tau p} u(t) + \psi(t)], \quad (11)$$

где $\psi(t) = \bar{r}(t) + T^{-1}e(t)$. Выражению (11) соответствует структурная схема на рис. 2.

Согласно критерию Найквиста получим частотную передаточную функцию для системы на рис. 2 при разомкнутой обратной связи

$$G_{\text{ПБД}}^{\text{раз}}(j\omega) = \frac{gk_0}{j\mu\omega} e^{-j\tau\omega}. \quad (12)$$

Качественный вид амплитудно-фазовой характеристики для (12) показан на рис. 3. Из условия $|(gk_0/j\mu\omega_c) e^{-j\tau\omega_c}| = 1$ вычислим частоту среза ω_c в ПБД. Получаем $\omega_c = gk_0/\mu$. Величину сдвига фазы в ПБД на частоте ω_c запишем как $\varphi(\omega_c) = 0,5\pi + \tau\omega_c$, а запас устойчивости для ПБД по фазе составляет $\varphi_0 = 0,5\pi - \tau\omega_c$, т. е.

$$\varphi_0 = \pi/2 - \tau gk_0/\mu. \quad (13)$$

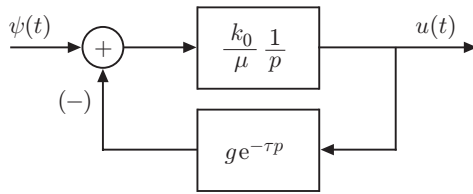


Рис. 2. Структурная схема операторной формы записи ПБД (11)

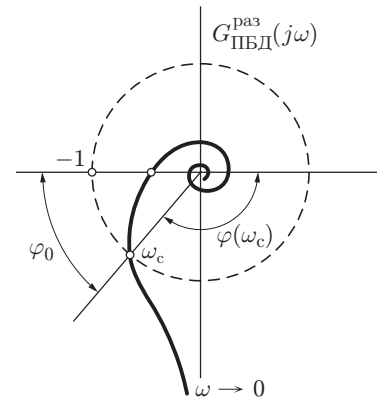


Рис. 3. Амплитудно-фазовая характеристика частотной передаточной функции (12)

Из выражения (13) следует, что при уменьшении параметра μ происходит уменьшение запаса устойчивости по фазе φ_0 для ПБД, а затем потеря устойчивости ПБД. Если задать минимальную допустимую величину для запаса устойчивости по фазе ПБД равной $\varphi_{0, \min}$ ($0 < \varphi_{0, \min} < \pi/2$), тогда найдём минимальное допустимое значение для параметра μ , где $\mu \geq \mu_{\min} = \tau g k_0 / (0,5\pi - \varphi_{0, \min})$. Таким образом, предельная достижимая точность воспроизведения циклограммы силового нагружения в конечном итоге зависит от ограничения на минимальную допустимую величину запаса устойчивости по фазе $\varphi_{0, \min}$ для ПБД. В практических приложениях при расчёте параметров ПИ-регулятора выбираем $\varphi_{0, \min} \approx 0,6$ рад, $k_0 \approx 1/g$, $\mu = \mu_{\min} \approx \tau$, $T \approx \eta\mu$, где η — заданная степень разделения темпов быстрых и медленных процессов в системе управления, например $\eta > 10$.

Адаптивный алгоритм управления. Экспериментальные исследования свойств испытательного стенда с ПИ-регулятором для гидропривода показали, что при изменении направления движения штока гидроцилиндра в системе управления кратковременно возникают высокочастотные автоколебательные процессы [18], которые не позволяют обеспечить заданные требования на точность и показатели качества переходных процессов на всех этапах реализации циклограммы силового нагружения конструкций. Дополнительные исследования динамических характеристик стенда в работе [17] показали, что при изменении направления движения штока гидроцилиндра происходит кратковременное увеличение коэффициента усиления g в 3 раза и более по отношению к величине этого коэффициента на основном участке циклограммы силового нагружения. Из выражения (13) видно, что увеличение коэффициента усиления g ведёт к уменьшению запаса устойчивости по фазе для ПБД, а затем приводит к потере устойчивости быстрых процессов и соответственно к потере устойчивости всей системы управления в целом. Таким образом, была выявлена причина возникновения высокочастотных автоколебательных процессов при изменении направления движения штока гидроцилиндра.

Так, для сохранения устойчивости быстрых процессов предлагается ввести дополнительный контур адаптации для коэффициента усиления регулятора в зависимости от амплитуды возникающих высокочастотных автоколебательных процессов в системе управления. Структурная схема предлагаемой системы управления с контуром адаптации коэффициента усиления регулятора показана на рис. 4, где уравнения для ПИ-регулятора имеют вид

$$\mu \dot{u}(t) = k_0[\dot{e}(t) + T^{-1}e(t)], \quad u(t) = \frac{1}{1 + A_{ВЧ}} \tilde{u}(t).$$

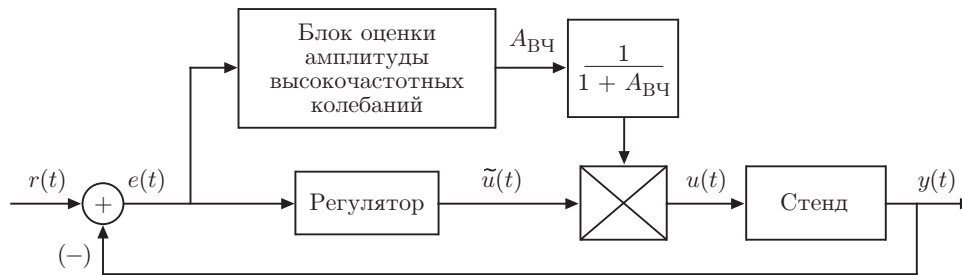


Рис. 4. Структура адаптивной системы управления

Возможны различные варианты реализации блока оценки амплитуды высокочастотных колебаний $A_{ВЧ}$, например алгоритм функционирования данного блока можно задать системой уравнений

$$T_x \dot{x} + x = \dot{e}, \quad x_1 = |x|, \quad x_2 = f(x_1, a_1, a_2), \quad T_z \dot{z} + z = x_2, \quad A_{ВЧ} = z,$$

где функция $x_2 = f(x_1, a_1, a_2)$ определена условиями

$$x_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq x_1 < a_1, \\ x_1 - a_1 & \text{при } a_1 \leq x_1 < a_1 + a_2, \\ a_2 & \text{при } a_1 + a_2 \leq x_1. \end{cases}$$

На рис. 5 приведена соответствующая структурная схема блока оценки амплитуды высокочастотных колебаний, которая содержит реальное дифференцирующее звено с постоянной времени T_x для устранения влияния постоянной составляющей в сигнале ошибки $e(t)$ и выделения его высокочастотной составляющей, блок выделения абсолютного значения для сигнала $x(t)$, блок ограничения и сглаживающий фильтр с постоянной времени T_z . Величина a_1 выбирается в зависимости от допустимой величины амплитуды высокочастотных колебаний в канале управления, а величина a_2 выбирается примерно равной кратности увеличения коэффициента усиления g при изменении направления движения штока гидроцилиндра.

Результаты экспериментов на стенде. В работе [17] были получены для основного участка циклограммы силового нагружения испытательного стенда следующие оценки параметров модели (1): $\tau \approx 0,02$ с, $g = g_0 \approx 92$ кгс/%. Предложенная адаптивная система управления с ПИ-регулятором, расчёт параметров которого выполнен методом разделения движений, апробирована на данном испытательном стенде. В соответствии с вышепредставленной методикой расчёта ПИ-регулятора (4) были выбраны его параметры: $k_0 = 1/g_0$, $\mu = \tau$, $T = \eta\mu$, $\eta = 40$.

На рис. 6 представлены графики для стенда с ПИ-регулятором без контура адаптации для коэффициента усиления регулятора. Графики для стенда с контуром адаптации для коэффициента усиления регулятора даны на рис. 7, где $T_x = 0,01$ с, $T_z = 0,1$ с, $a_1 = 500$ и $a_2 = 5$. Из результатов экспериментов следует, что введение контура адаптации для

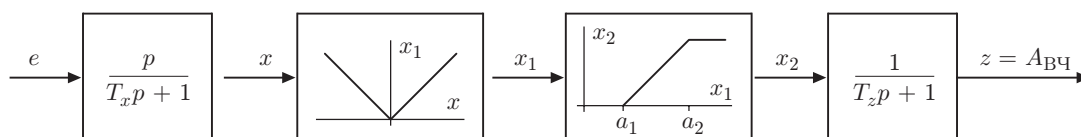


Рис. 5. Структура блока оценки амплитуды высокочастотных колебаний

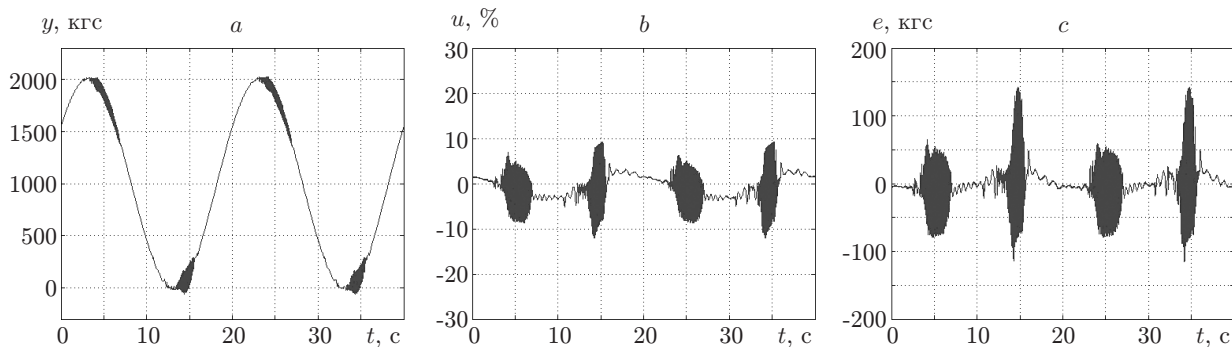


Рис. 6. Результаты эксперимента на стенде с ПИ-регулятором без контура адаптации: *a* — реальная нагрузка, *b* — управляющий сигнал, *c* — ошибка

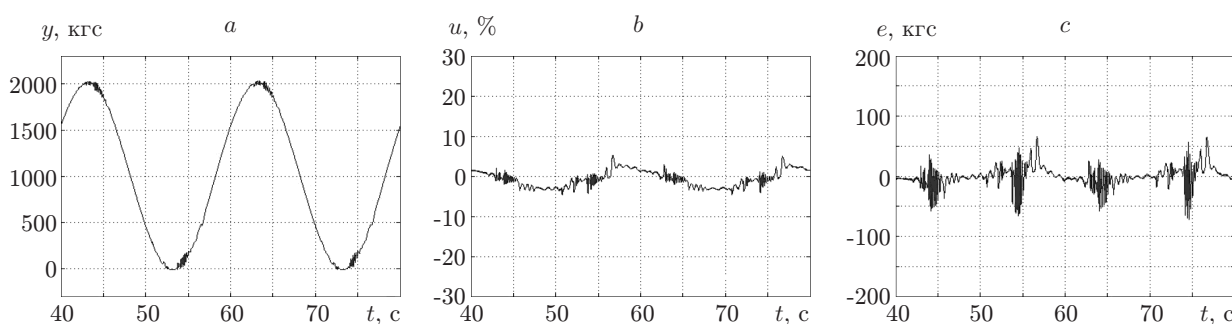


Рис. 7. Результаты эксперимента на стенде с ПИ-регулятором и контуром адаптации: *a* — реальная нагрузка, *b* — управляющий сигнал, *c* — ошибка

коэффициента усиления регулятора позволило ограничить амплитуду возникающих высокочастотных колебаний и уменьшить максимальную величину ошибки $e(t)$ примерно в 3 раза.

Заключение. Оценки величин коэффициента g и запаздывания τ можно получить в результате экспериментов на стенде с пропорциональной и релейной обратной связью, как это было показано в работе [17]. Затем на основе этих оценок осуществляется автоматический выбор параметров адаптивного ПИ-регулятора с использованием полученных в данной работе расчётных соотношений. Предлагаемая методика расчёта параметров адаптивного ПИ-регулятора для гидропривода испытательного стенда позволяет обеспечить предельную достижимую точность воспроизведения программы силового нагружения и ограничить амплитуду высокочастотных колебаний при изменении направления движения штока гидроцилиндра. Полученные результаты дают возможность автоматизировать процесс настройки регуляторов гидроприводов для стендов прочностных испытаний авиационных конструкций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баранов А. Н. Статические и теплопрочностные испытания летательных аппаратов. Жуковский: Изд-во отдела ЦАГИ, 2009. 204 с.
2. Белов В. К., Куликов Е. Н. Комплекс средств и методов промышленных прочностных испытаний авиационных конструкций в СибНИА // Сб. китайско-российской авиационной конф. по аэродинамике и прочности. Сиань, Китай, 2006. С. 267–269.

3. **Белый Н. Г., Лукьяненко С. Н., Син В. М. и др.** Современные подходы к проведению усталостных испытаний натуральных конструкций пассажирских самолётов // *Аэродинамика и прочность летательных аппаратов: Тр. всеросс. науч.-техн. конф. по аэродинамике летательных аппаратов и прочности авиационных конструкций СибНИА (17–19 июня 2008)*. Новосибирск, 2009. С. 35.
4. **Куликов Е. Н.** Совершенствование методов и средств натуральных ресурсных испытаний конструкций пассажирских самолётов: Дисс. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2014. 191 с.
5. **Серьёзов А. Н., Белов В. К.** Роль эксперимента при обеспечении ресурса самолетов // *Полет*. 2008. № 8. С. 111–116.
6. **Щербань К. С.** Ресурсные испытания натуральных конструкций самолетов. М.: Изд-во физ.-мат. лит., 2009. 236 с.
7. **Серьёзов А. Н., Сабельников В. И., Колеватов Ю. В.** Этапы развития приводов испытательных стендов лаборатории прочности // *Полет*. 2012. № 8. С. 55–59.
8. **Белоусов А. И., Расторгуев Г. И., Федотова О. Р.** Определение оптимальных параметров системы управления нагружением при ресурсных испытаниях летательных аппаратов с использованием математической модели // *Вестн. СибГАУ*. 2008. 18, № 1. С. 112–115.
9. **Васюков Е. В., Гайворонский А. И., Данилова Д. А. и др.** Опыт применения автоматизированной системы управления нагружением при статических и ресурсных испытаниях конструкций ракетной и космической техники // *Космонавтика и ракетостроение*. 2014. 76, № 3. С. 29–32.
10. **Федоров Д. С., Буданов С. А.** Комплекс стендовых ресурсных испытаний натурной конструкции самолета-штурмовика // *Тр. МАИ*. 2014. № 74. С. 1–6.
11. **Колеватов Ю. В., Сабельников В. И., Суворкин Д. И.** Контроль и диагностика гидроприводов стендов при испытаниях летательных аппаратов в лабораториях прочности // *Контроль. Диагностика*. 2015. 203, № 5. С. 32–40.
12. **Колеватов Ю. В., Сабельников В. И.** Гидравлические и пневматические приводы систем нагружения авиационных конструкций. Новосибирск: Бэсттек-Авиа, 2002. 384 с.
13. **Куликов Е. Н., Сабельников В. И., Колеватов Ю. В. и др.** Гидропривод лаборатории статических и ресурсных испытаний натуральных авиационных конструкций // *Авиационная промышленность*. 2008. № 2. С. 53–56.
14. **Astrom K. J., Hagglund T.** PID Controllers: Theory, Design, and Tuning. Research Triangle Park, USA: Instrum. Soc. Amer., 1995. 343 p.
15. **Li Y., Ang K. H., Chong G. C. Y.** PID control system analysis and design // *IEEE Contr. Syst. Mag.* 2006. 26, N 1. P. 32–41.
16. **Юркевич В. Д.** Расчёт и настройка регуляторов для нелинейных систем с разнотемповыми процессами // *Автометрия*. 2012. 48, № 5. С. 24–31.
17. **Laperdin A. I., Yurkevich V. D.** Experimental study of dynamical properties of a stand loading channel for strength tests of aircraft structures // *Sci. Bull. of the NSTU*. 2016. 62, N 1. P. 168–180.
18. **Лапердин А. И., Юркевич В. Д.** Синтез регулятора для стенда прочностных испытаний на основе метода разделения движений // *Тр. 12-й Междунар. конф. «Актуальные проблемы электронного приборостроения (АПЭП-2014)»*. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2014. Т. 7. С. 59–64.