

СИНТЕЗ И АНАЛИЗ САМОНАСТРАИВАЮЩИХСЯ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ СО СЛОЖНЫМ ДВИЖЕНИЕМ РАБОЧЕГО ОРГАНА

В.И. Пожбелко

SYNTHESIS AND ANALYSIS ADAPTIVE TORSION VIBRATIONS EXECUTIVE MECHANISMS WITH COMPLICATION MOTION WORKING MEMBER

V.I. Pozhbelko

На основании обобщенной физической модели исполнительных механизмов со сложным колебательным движением рабочего органа выделены безразмерные параметры их синтеза и получены аналитические зависимости различных характеристик крутильных колебаний рабочего органа в обрабатываемой вязкой среде на резонансных и нерезонансных режимах работы. Предложен новый метод динамически эквивалентной замены механических систем привода рабочих органов и определения момента инерции их уравновешенных и неуравновешенных звеньев относительно параллельных осей вращения.

Ключевые слова: самонастраивающиеся колебательные механизмы, синтез и анализ, сложное движение рабочего органа.

The paper contents generalized synthesis of new class adaptive mechanisms with elastic connection working member rotating complication motion with torsion vibrations. Used analytical dependences amplitude - frequency characteristics and sizeless projecting parameters describing construction, resonance and unresonance operating running regimes of a machine and its external loading.

Keyword: adaptive torsion vibrations mechanisms, synthesis and analysis, complication motion working member.

Введение

Исполнительные механизмы со сложным движением рабочих органов широко применяются в приводах различных технологических машин [1–3]. Примером таких механизмов являются смесители разнородных материалов [4, 5], где установленный на сателлитах стержневой месильный орган за счет сложной траектории своего движения при малых затратах мощности попадает во все области перемешиваемого объема. Основные направления совершенствования технологических машин - вибрационные технологии интенсификации рабочего процесса и автоматизация путем применения самонастраивающихся механизмов с динамическими связями [3], например в рабочих процессах виброобработки материалов с переменным моментом сопротивления.

1. Динамическое моделирование колебательного привода с упругой связью

В реальных машинах со сложным движением рабочих органов [1,2] возникает актуальная задача установления их динамических свойств и получения аналитических зависимостей для конструирования и расчета подобных исполнительных механизмов не только на холостом ходу, но и на рабочем ходу.

Для решения этой задачи в общем виде представим сложное движение рабочего органа исполнительного механизма (РО) состоящим из совокупности переносного (с угловой скоростью ω_n) и относительного (с угловой скоростью ω_0) движений.

В соответствии с этим представлением рассмотрим обобщенную физическую модель исследуемой механической системы (рис. 1), где звено 1 совершает движение относительно O_1 (со скоростью $\omega_0 = \text{const}$) и переносное движение вместе с O_1 относительно O_2 (со скоростью

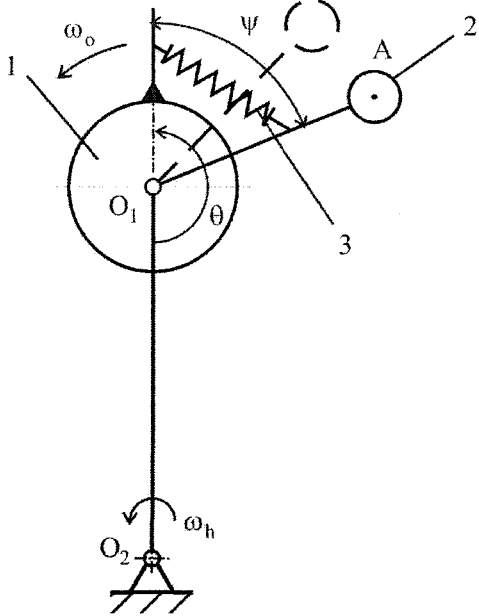


Рис. 1. Обобщенная физическая модель колебательного привода

$\omega_h = \text{const}$). Рабочий орган 2 соединен со звеном 1 упругим элементом 3 (радиус его вылета $\rho = O_1A$), уравновешен относительно оси O_1 и совершает сложное движение в обрабатываемой внешней среде с диссипацией в ней энергии. Принятые обозначения: ψ – угол закрутки упругого элемента; $\theta = \omega_0 t$ – безразмерное время; c – угловая жесткость упругого элемента; J – момент инерции колеблющейся части привода с РО; $k^2 = c/J$ – собственная частота угловых колебаний в квадрате.

На рис. 1 рабочий орган 2 совершает сложное движение в обрабатываемой среде, сила сопротивления которой вследствие переменного плеча приложения относительно оси O_1 (при различных углах θ) будет создавать знакопеременный момент сопротивления, направленный то в одну сторону (в верхнем положении РО при $\theta = \pi \pm 2\pi$), то в другую сторону (в нижнем положении РО $\theta = D \pm 2\pi$).

Таким образом, при сложном движении РО возникает новый (и ранее не учитываемый [1, 2]) динамический эффект – возбуждение на рабочем ходу постоянной силой сопротивления внешней среды

знакопеременного момента сопротивления относительно оси O_1 с угловой скоростью ω_0 , вызывающего циклическую деформацию упругого элемента 3 и крутильные колебания РО относительно звена 1. В связи с этим априори можно предположить отсутствие колебаний РО на холостом ходу и автоматическое регулирование амплитуды этих колебаний при изменении величины момента сопротивления (возникает эффект механической силовой адаптации).

Представим сложное силовое взаимодействие рабочего органа (РО) с обрабатываемой средой при работе колебательного привода (КП) в виде трех элементарных моментов сопротивления, возникающих при его относительном движении (M_0), переносном движении (M_h) и угловых колебаниях (M_ψ). Тогда соответственно из условия кинестатического равновесия инерционного момента ($J\ddot{\psi}$), восстанавливающего упругого момента ($c\psi$) и трех элементарных моментов сопротивления внешней среды с коэффициентом вязкого сопротивления « b » ($M_0 = b\rho^2\omega_0$, $M_h = b\rho^2\omega_h$, $M_\psi = b\rho^2\dot{\psi}$) математическая модель КП с одной колебательной степенью свободы представляет собой неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка:

$$\ddot{\psi} + \alpha_0 \left(\frac{\omega_0}{p} \right) \dot{\psi} + \left(\frac{\omega_0}{p} \right)^2 \psi = \alpha_0 \left(\frac{\omega_0^2}{p} \right) |1 + \sigma| + \alpha_0 \left(\frac{\omega_0^2}{p} \right) |1 + \sigma| \cos \omega_0 t. \quad (1)$$

Согласно уравнению движения (1) рассматриваемая колебательная система (см. рис. 1) полностью описывается тремя безразмерными параметрами:

$$\alpha_0 = \frac{b\rho^2}{Jk}; \quad p = \frac{\omega_0}{k}; \quad \sigma = \frac{\omega_h}{\omega_0}, \quad (2)$$

имеющими четкий физический смысл: α_0 – относительный момент внешнего сопротивления; p – коэффициент частотной расстройки; σ – заданное соотношение угловых скоростей в переносном и относительном движении.

Частное решение уравнения (1), описывающее вынужденные колебания рабочего органа вида $\psi = A_0 + A \cos(\omega_0 t - \gamma)$, представляет собой следующую аналитическую зависимость амплитуды вынужденных колебаний от параметров КП, сопротивления внешней среды (α_0), частотного (p) и скоростного (σ) режима работы привода:

$$A = \frac{\alpha_0 p |1 + \sigma|}{\sqrt{(1 - p^2)^2 + (\alpha_0 p)^2}}, \quad (3)$$

$$\gamma = \arctg \frac{\alpha_0 p}{1 - p^2}. \quad (4)$$

Средняя закрутка упругого элемента A_0 (статическая деформация), определяемая из уравнения (1) при статическом приложении вынуждающего момента к РО, совпадает с выражением в числителе зависимости (3),

$$A_0 = \alpha_0 p |1 + \sigma|. \quad (5)$$

Соотношение A/A_0 , рассчитанное по зависимостям (3) и (5), представляет собой коэффициент динамичности КП, при резонансе ($p = 1$)

$$K_{\text{дин}} = \frac{A}{A_0} = \frac{1}{\alpha_0}, \quad (6)$$

и указывает на то, что возможны четыре случая работы КП: а) $A_0 = 0$, $A = 0$ (при $\alpha_0 = 0$); б) $A_0 < A$ (при $\alpha_0 < 1$); в) $A_0 = A$, $K_{\text{дин}} = 1$ (при $\alpha_0 = 1$); г) $A_0 > A$ (при $\alpha_0 > 1$).

Полученные точные аналитические зависимости (3) и (4) отвечают графикам, представляющим амплитудно-силовую (рис. 2), амплитудно-частотную (рис. 3), амплитудно-скоростную (рис. 4) и фазочастотную (рис. 5) характеристики колебательного привода (АСИХ, АЧХ, АСКХ, ФЧХ). Вводя обозначение $A_* = A/|1 + \sigma|$, можно данные характеристики колебательных исполнительных механизмов с упругой связью (см. рис. 1) представить в безразмерной форме (см. рис. 2 и 3).

Из анализа представленных на рис. 2-5 обобщенных характеристик КП можно сделать следующие выводы:

1. В общем случае поведение и динамические эффекты в колебательных приводах с упругой связью вращающихся рабочих органов можно описать тремя безразмерными проектными параметрами:

- а) α_0 - относительное сопротивление внешней среды на рабочем органе с учетом инерционных и упругих параметров колебательной системы;
- б) p - коэффициент частотной расстройки колебательной системы;
- в) σ - задаваемое отношение угловых скоростей переносного и относительного движения звеньев привода,

и представить в виде трех безразмерных характеристик: амплитудно-силовой $A(\alpha_0)$, амплитудно-частотной $A(p)$, амплитудно-скоростной $A(\sigma)$, описываемых единой аналитической зависимостью (3).

Дополнительно по выражению (4) может быть рассчитана фазочастотная характеристика $\gamma(\alpha_0, p)$, согласно (4) при резонансе ($p = 1$, $\omega_0 = \kappa$, независимо от α_0) колебания рабочего органа отстают от вынуждающего момента на угол $\gamma = \pi/2$ (на рис. 5 указан модуль угла γ).

2. Амплитуда колебаний упругой механической системы (динамическая амплитуда крутильных колебаний рабочего органа с частотой ω_0) возрастает с увеличением α_0 , приближением к резонансу ($p = 1$) и удалением от $\sigma = -1$.

3. Существует предел $\lim A = |1 + \sigma|$, не зависящий от инерционных и упругих параметров колебательной системы и достигаемый на резонансных режимах работы ($p = 1$).

4. Упругая механическая система привода машин на нерезонансных режимах обладает автоматическим свойством прямой саморегулируемости амплитуды вынужденных колебаний рабочего органа при изменении сопротивления на рабочем органе: чем больше сопротивление α_0 , тем больше A .

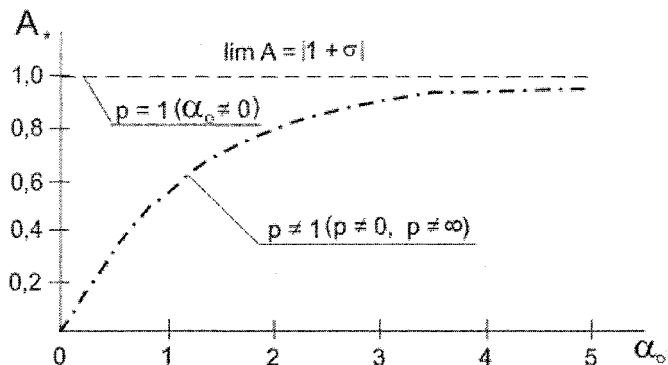


Рис. 2. Амплитудно-силовая характеристика колебательного привода

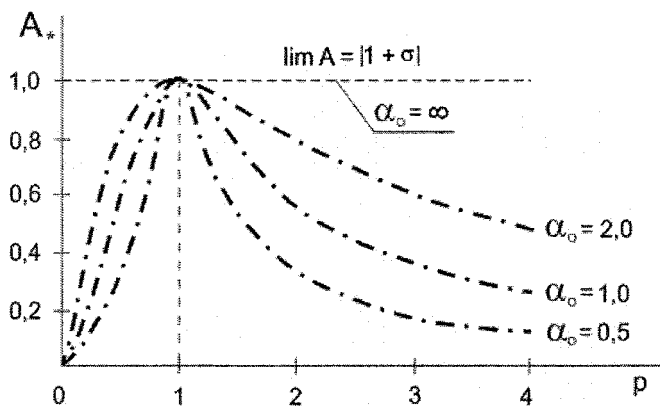


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика колебательного привода

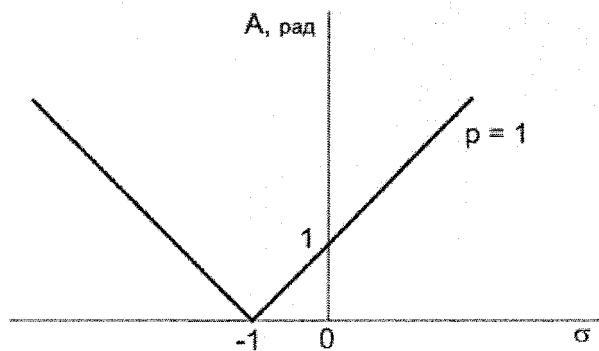


Рис. 4. Амплитудно-скоростная характеристика колебательного привода

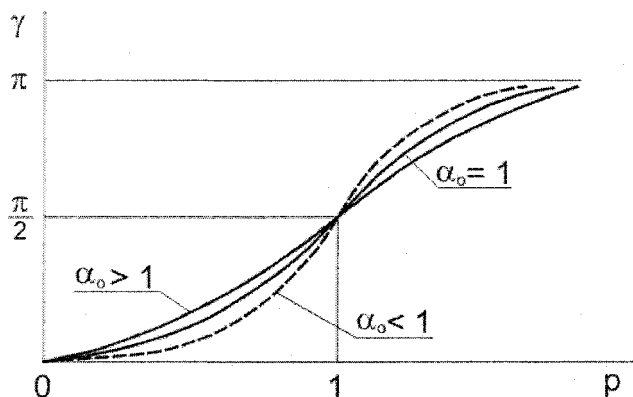


Рис. 5. Фазочастотная характеристика колебательного привода

5. Средняя закрутка упругого элемента (статическая деформация A_0) изменяется прямо пропорционально произведению безразмерных параметров ($\alpha_0 p |1 + \sigma|$) и на резонансном режиме работы ($\rho = 1$) в зависимости от α_0 может быть меньше ($\alpha_0 < 1$), равна ($\alpha_0 = 1$) или больше ($\alpha_0 > 1$) динамической амплитуды A .

6. При относительном вращении рабочего органа с переносной скоростью, но в противоположную сторону (случай $\omega_0 = -\omega_h$) в упругой механической системе возникает эффект антирезонанса ($A = 0$) независимо от инерционных и упругих параметров системы и сопротивления на рабочем органе.

Примечание. Крутильные колебания рабочего органа можно создать в нелинейной системе и при $\sigma = -1$ (случай криволинейного поступательного движения с $\omega = \omega_h - \omega_0 = 0$, когда в колебательном приводе $A = 0$). Для этого нужно звено 2 привода (см. рис. 5) выполнить неуравновешенным, а рабочий орган установить на центральной оси привода с динамическими инерционными связями (см. монографию [3]), что привело к созданию перспективного по своим динамическим свойствам особого семейства [6] инерционных импульсных механизмов и автоматических бесступенчатых коробок скоростей. В отличие от колебательных приводов (см. рис. 1) инерционно-импульсные приводы с динамическими связями [3] обладают свойством обратной саморегулируемости - при увеличении нагрузки на рабочем органе происходит автоматическое бесступенчатое уменьшение амплитуды колебаний и средней скорости вращения выходного вала. Такое свойство полезно для создания автоматических бесступенчатых коробок скоростей, допускающих полную остановку выходного вала при работающем двигателе.

2. Метод динамически эквивалентной замены механических систем

Представленный на рис. 1 колебательный исполнительный механизм может быть выполнен с приводом от одного двигателя (например, соединенного со звеном $O_1 O_2$) и набором зубчатых колес для передачи от него вращения на звено 1. Для упрощения динамического исследования таких сложных механических систем привода рабочего органа их можно представить в виде более простой динамически эквивалентной одномассовой модели на основе различных аналитических методов динамически эквивалентной замены [2].

Разработанный автором метод (назовем его «методом равных ускорений») заключается в том, что исходной и заменяющей ее динамически эквивалентной системе сообщают вращение с одинаковым ускорением и затем используют предлагаемый ниже принцип эквивалентности: «Две механические системы являются динамически эквивалентными, если при сообщении им элементарного движения с одинаковым ускорением выполняется условие кинестатического равновесия возникающих инерционных моментов».

Рассмотрим применение «метода равных ускорений» для решения задач динамического моделирования механизмов для возбуждения крутильных колебаний. Такие задачи часто связаны с определением:

а) моментов инерции неуравновешенных звеньев со смещенным относительно оси вращения центром тяжести (задача Штейнера-Гюйгенса об определении момента инерции тела относительно параллельных осей);

б) приведенного момента инерции механизмов, звенья которых совершают вращение вокруг оси, не совпадающей с центральной осью механизма.

1. Для определения момента инерции неуравновешенных грузовых звеньев, являющихся основой любых инерционно-импульсных возбудителей знакопеременного момента [3] сообщим исходной (рис. 6, а) и заменяющей (рис. 6, б) системам одинаковое ускорение ε и из условия их кинестатического равновесия:

$$P_{\tau}\varepsilon + J_S\varepsilon = J_0\varepsilon, \quad (m\varepsilon)e + J_S\varepsilon = J_0\varepsilon \quad (7)$$

получаем искомую аналитическую зависимость

$$J_0 = J_S + me^2. \quad (8)$$

Расчет и конструирование

В выражениях (7) и (8) обозначено: $e = OS$; m - масса звена; $P_\tau = -me\epsilon$ - тангенциальная сила инерции; J_s - момент инерции звена относительно оси, проходящей через его центр тяжести S ; J_0 - момент инерции звена относительно параллельной оси O .

Примечание. Рассмотренный способ вывода зависимости (8) известной теоремы Штейнера-Гюйгенса показывает, что причиной увеличения момента инерции звена при его вращении со смещением относительно центра тяжести является увеличение инертности звена из-за возникающей тангенциальной силы инерции.

2. Для замены масс привода колебательных (см. рис. 1) и инерционно-импульсных [3] механизмов звеном приведения с приведенным к центральной оси моментом инерции $J_{пр}$ сообщим исходной (рис. 7, а) и заменяющей (рис. 7, б) системам одинаковое ускорение ϵ и из условия их кинестатического равновесия (обозначив $\lambda_0 = R/r$)

$$J_1\epsilon + J_2\lambda_0^2\epsilon = J_{пр}\epsilon \quad (9)$$

получим искомую аналитическую зависимость

$$J_{пр} = J_1 + J_2\lambda_0^2. \quad (10)$$

Примечание. Полученная зависимость (10) совпадает с аналогичным выражением, применяемым в теории механизмов и механике машин [2] на основе условия равенства кинетической энергии.

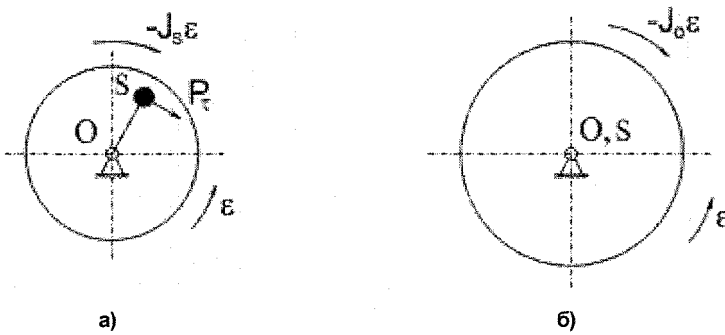


Рис. 6. Исходная и заменяющая одномассовые системы

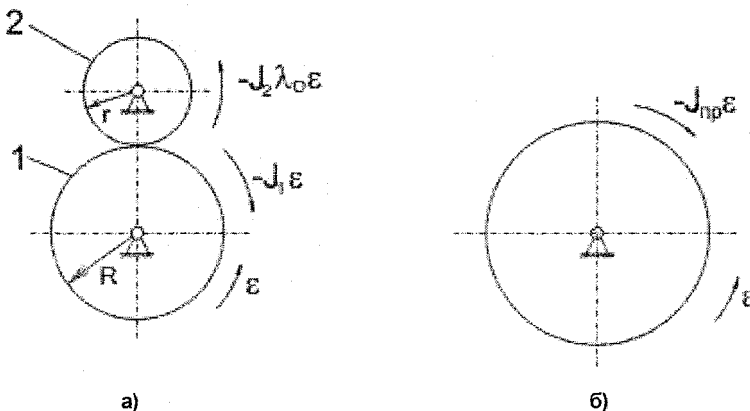


Рис. 7. Исходная двухмассовая и заменяющая одномассовая системы

Заключение

Отличительный признак рассматриваемого класса колебательных исполнительных механизмов - рабочий орган совершает (относительно обрабатываемой внешней среды) сложное вращательное движение с крутильными колебаниями упругой связи, возбуждаемыми самой внешней средой.

Возникающий при этом эффект механической силовой адаптации (саморегулирования) при изменении сопротивления внешней среды (см. рис. 2) позволяет использовать такие приводы в

качестве вибрационных самонастраивающихся механизмов различных технологических машин, например [4, 5], в виде планетарных смесителей вязких материалов.

Выделенные три безразмерных проектных параметра синтеза и анализа (2) могут быть использованы для комплексного исследования и проектирования исполнительных колебательных механизмов с учетом их конструкции, частотного режима работы и сопротивления внешней среды при заданном сложном движении рабочего органа как на рабочем ($\alpha_0 \neq 0$), так и на холостом ходу ($\alpha_0 = 0$).

Полученные на основе безразмерных параметров (2) аналитические зависимости (3) и (4) амплитудно-силовой, амплитудно-скоростной и фазочастотной характеристик позволяют выполнить динамический анализ поведения исполнительных механизмов и определить условия возникновения в них резонансов и антирезонансов при сложном колебательном движении рабочего органа в обрабатываемой вязкой среде.

Разработанный аналитический метод динамически эквивалентной замены механических систем (названный «метод равных ускорений») на основе предлагаемого принципа их эквивалентности позволяет определить новым способом традиционные зависимости (8) и (10) момента инерции неуравновешенных и уравновешенных звеньев относительно параллельных осей их вращения.

Литература

1. Боренштейн, Ю.П. *Исполнительные механизмы со сложным движением рабочих органов / Ю.П. Боренштейн. — Л.: Машиностроение, 1973. - 120 с.*
2. Крайнев, А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь / А.Ф. Крайнев. - М.: Машиностроение, 2000. - 904 с.*
3. Пожбелко, В.И. *Инерционно-импульсные приводы машин с динамическими связями / В.И. Пожбелко. - М.: Машиностроение, 1989. - 136 с.*
4. Пат. 2253507 РФ, МКИ В 01 F7/30, А 21 С 1/02. *Планетарный смеситель вязких материалов / В.И. Пожбелко, А.В. Ковнацкий. - Заявлено 16.06.2004; опубл. 10.06.2005, Бюл. №16.*
5. Пат. 2258558 РФ, МКИ В 01 F7/30, А 21 С 1/02. *Планетарный смеситель вязких материалов / В.И. Пожбелко, А.В. Ковнацкий. - Заявлено 28.06.2004; опубл. 20.08.2005, Бюл. № 23.*
6. А.с. № 627280 СССР, МКИ F16H 33/14. *Особый инерционный импульсный механизм / В.И. Пожбелко. - Заявлено 07.10.76; опубл. 05.10.78, Бюл. №37.*

Поступила в редакцию 2 июня 2010 г.

Пожбелко Владимир Иванович. Доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика и основы проектирования машин», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов теория машин и механизмов, триботехника и биомеханика. Тел. кафедры: Тел.: (351) 267-92-62.

Vladimir J. Pozhbelko. Doctor of engineering science. Professor of the Theoretical Mechanics and Basic of Design Machine of the South Urals State University. Professional interests: theory of machine and mechanism, tribotechnic, biomechanics. Tel.: (351) 267-92-62.