

УДК 621.01(075.8)

Автоколебательные планетарные вибросмесители с упругими динамическими связями и свойством автоматического регулирования: синтез и обобщенный динамический анализ

В.И. Пожбелко

ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

Autooscillating planetary vibromixers with the elastic dynamic connections and automatic regulation: synthesis and generalized dynamic analysis

V.I. PozhbelkoFederal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — South Ural State University
(National Research University)

Механические смесители вязких, жидких и сухих материалов получили широкое применение в различных областях машиностроения: в строительной и пищевой промышленности, фармакологии, лакокрасочном производстве, сельском хозяйстве для изготовления комбикормов, в химической индустрии и при производстве нефтепродуктов. Приведены разработки на уровне изобретений автоколебательного вибросмесителя вязких материалов на основе планетарных механизмов, содержащих узлы круглых сателлитов с месильными органами и их привод на базе кинематических и упругих динамических связей. С применением обобщенной динамической модели автоколебательных вибросмесителей выполнен динамический анализ силового взаимодействия планетарных месильных органов с перемешиваемой вязкой средой. Предложен новый метод приведения масс в механизмах для составления динамических моделей. Даны примеры его применения для выполнения колебательных приводов машин со сложным движением рабочего органа.

EDN: QMRHQC, <https://elibrary/qmrhqc>**Ключевые слова:** планетарный вибросмеситель, колебательный привод, динамические связи, структурный синтез, динамический анализ

Mechanical mixers of viscous, liquid and dry materials are widely used in various mechanical engineering industries in the basic technological processes (for example, construction and food industries, pharmacology, paint and varnish production, agriculture in the animal feed production, chemical industry and petroleum products). The paper presents developments at the invention level of an autooscillating vibromixer of the viscous materials based on the planetary mechanisms containing round satellite units with the mixing devices and their drive based on the kinematic and elastic dynamic connections. A dynamic analysis of the planetary mixing devices force interaction with a mixed viscous medium using the generalized dynamic model of the autooscillating vibromixers is performed. The paper proposes a new method for reducing masses in the mechanisms for compiling their dynamic models, and provides examples of its application in implementing the oscillatory drives of machines with the complex working element motion.

EDN: QMRHQC, <https://elibrary/qmrhqc>

Keywords: planetary vibromixer, oscillating drive, dynamic connections, structural synthesis, dynamic analysis

Механические смесители с рычажным и зубчатым приводами [1–7] и одним или несколькими вращательными приводными двигателями можно выполнить как одноярусными с установкой рабочего органа (РО) в месильную емкость и его приводом от механизма перемещения, так и гравитационными с одной или несколькими подвижными в пространстве месильными емкостями [8–19].

Эти смесители применяют во многих областях машиностроения для выполнения различных технологических процессов [1–19], таких как превращение неоднородной перемешиваемой рабочей среды (РС) в однородную (строительная и пищевая промышленность, фармакология, лакокрасочное производство, сельское хозяйство и производство комбикормов); ускорение химических реакций путем интенсификации взаимодействия веществ для получения химических структур и композитных материалов с заданными свойствами (химическая индустрия и производство нефтепродуктов).

Цель статьи — разработка на уровне изобретений и динамическое моделирование планетарных автоколебательных вибросмесителей нового типа.

Основные проблемы создания эффективных механических смесителей. Возникающие при создании механических смесителей проблемы можно расположить в следующем порядке по сложности их конструктивного решения и значимости:

- интенсификация рабочего процесса на основе виброперемешивания;
- обеспечение однородности перемешивания РС во всем объеме месильной емкости;
- автоматизация режима работы в условиях переменного момента сопротивления;
- снижение пусковых нагрузок на приводной двигатель при его пуске с РО внутри РС;
- обеспечение полной загрузки двигателя по мощности при случайном изменении сопротивления перемешиваемой РС;
- исключение перегрузок и поломок приводного двигателя при внезапной аварийной остановке (заклинивании) РО.

Основные типы механических смесителей. Механические смесители содержат приводной двигатель и механизм перемещения РО внутри месильной емкости с перемешиваемой РС. В зависимости от числа степеней свободы их привода (степени подвижности $W \geq 1$) механические смесители подразделены на два типа.

Тип I. Механизмы перемещения РО с кинематическими (геометрическими) связями входного и выходного звеньев ($W \geq 1$), соединенных с приводным двигателем (например, в тестомесильных машинах [7]) через переключаемую вручную в процессе перемешивания ступенчатую коробку скоростей (при изменении вязкости РС).

Смесители типа I являются наиболее простыми в изучении, расчете и конструировании, вследствие чего их разрабатывают для разных областей техники [1–7]. Однако они имеют ограниченные функциональные и эксплуатационные возможности, особенно при перемешивании неоднородных вязких материалов вследствие нерегулируемых (при случайном изменении сопротивления перемешиваемой РС) траектории и скорости вращения РО.

Тип II. Механизмы перемещения РО с кинематическими и динамическими связями входного и выходного звеньев (имеющие степень подвижности $W = 2$ и выполняемые без коробки скоростей), где входное звено непосредственно соединено с приводным двигателем.

Далее рассмотрим выполненные на уровне изобретений [14–16] примеры смесителей типа II, которые являются более сложными (по структуре, расчету и изучению) устройствами, но обладают более широкими функциональными и эксплуатационными возможностями.

Характеристики и виды неоднородности перемешиваемой РС. Сила сопротивления перемешиванию. Возникающая при относительном перемещении РО внутри месильной емкости сила сопротивления определяется физическими свойствами перемешиваемой РС. Во-первых, при перемешивании сухих смесей сила сопротивления на РО не зависит от скорости его движения и при расчете смесителя задана как сила сухого трения. Во-вторых, при пере-

мешивании вязких материалов сила сопротивления на РО существенно зависит от скорости его движения в вязкой РС, и ее задают как силу вязкого трения.

Виды неоднородности РС в месильной емкости. В начале цикла перемешивания находящаяся в месильной емкости РС является неоднородной (т. е. имеет место начальная неоднородность — НН), вследствие чего в разных точках рабочего объема различна по величине, требуемой на перемешивание силы сопротивления.

В зависимости от области применения смесителя НН РС подразделяют на следующие виды:

- температурная НН вязких лаков и олифы при одностороннем нагреве со дна рабочей емкости;
- НН, вызванная разной вязкостью исходного сырья (жидкой опары) в разных точках объема месильной емкости тестомесильной машины;
- НН распределения антибиотиков при приготовлении комбикормов (где 5 г антибиотиков необходимо равномерно распределить по объему сена массой 100 кг);
- НН приготовляемой из цемента и воды бетонной смеси;
- топологическая НН взаиморасположения химических компонентов в жидком растворе, замедляющая скорость химических реакций и снижающая производительность смесителя.

Структурный синтез планетарных автоколебательных смесителей. Схемы предлагаемого семейства синтезированных на уровне изобретений [14–16] автоколебательных планетарных вибросмесителей с установленными на сателлитах РО показаны на рис. 1–3. Благодаря наличию в структуре динамических упругих связей такие планетарные механизмы имеют повышенную подвижность ($W \geq 2$). Они вполне работоспособны при установке только одного приводного вращательного двигателя, а их сателлиты и месильные органы могут быть выполнены уравновешенными или неуравновешенными в сборке планетарного механизма, либо с неодинаковым числом зубьев.

Автоколебательный планетарный вибросмеситель с упругой динамической связью внутри составных сателлитов с РО (см. рис. 1) [14] содержит приводной двигатель 7, корпус 8 с месильной емкостью, передаточный механизм 6 в виде простой зубчатой передачи и планетарный механизм. Последний включает в

себя водило 4, центральную шестерню 5 и установленные в зацеплении с ней сателлиты 3, снабженные балансами 2, которые соединены с сателлитами упругими элементами 9. Месильные органы 1, установленные эксцентрично на балансах, образуют узлы, уравновешенные относительно осей сателлитов.

Автоколебательный планетарный вибросмеситель с упругой динамической связью между центральной шестерней и корпусом (см. рис. 2) [15] включает в себя сателлиты 8 с месильными органами 2 и противовесами 3, установленными на водиле 7 в зацеплении с центральной шестерней 9, которая соединена с корпусом 1 через регулируемые упругие элементы 5. Приводной двигатель 6, несоосно смонтированный на корпусе с перемешиваемой вязкой РС, соединен с водилом через передачу 4.

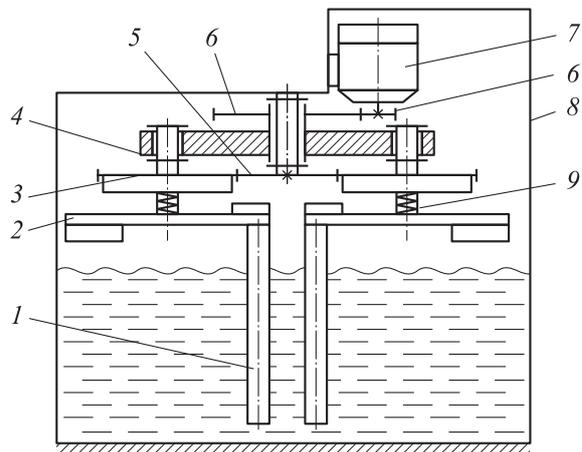


Рис. 1. Схема автоколебательного планетарного вибросмесителя с упругой динамической связью внутри составных сателлитов с РО

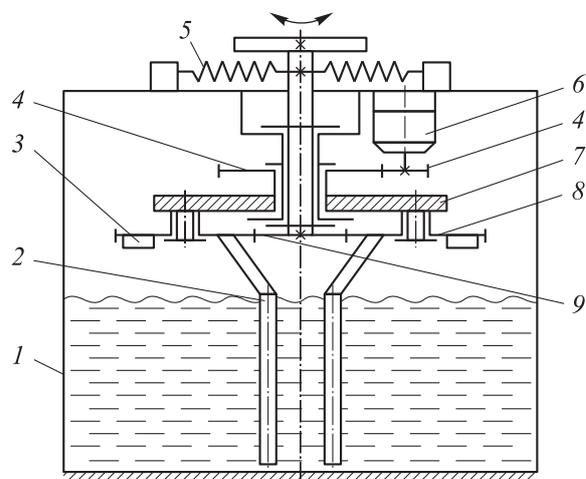


Рис. 2. Схема автоколебательного планетарного вибросмесителя с упругой динамической связью между центральной шестерней и корпусом

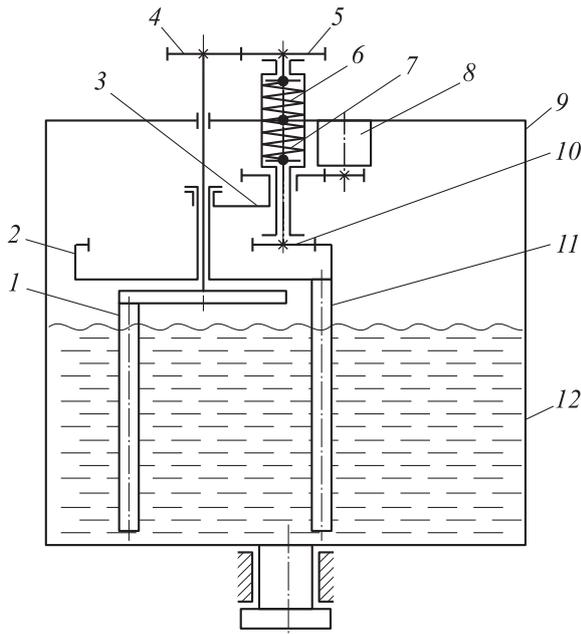


Рис. 3. Схема автоколебательного планетарного вибросмесителя с центральной упругой динамической связью и встречным движением соосных РО

Автоколебательный планетарный вибросмеситель с центральной упругой динамической связью и встречным движением соосных РО (см. рис. 3) [16] содержит РО 1 и 11, которые расположены во вращающейся месильной деже 12 с закрепленными на ней через крышку 9 приводным двигателем 8 и упругими элементами 6 и 7, обеспечивающими динамическую связь между соосными сателлитами 2 и 4. Установленные на водиле 3 соосные сателлиты 4 и 2 выполнены соответственно с внешними и с внутренними зубьями и соединены со встречно вращающимися РО, а также между собой через шестерни 5 и 10.

Рассматриваемые автоколебательные планетарные вибросмесители (см. рис. 1–3) с динамическими упругими связями имеют следующие преимущества перед аналогами:

- повышение качества перемешивания вязких материалов, обеспечиваемое направленным и изолированным от корпуса интенсивным поличастотным (с разными амплитудами) воздействием на перемешиваемую РС, а также усложнением траектории РО вследствие возникающего (при $W = 2$) саморегулирования амплитуды колебаний балансов с РО;

- снижение пусковых нагрузок на двигатель и нагруженности подшипников сателлитов благодаря применению уравновешенных узлов

(включающих в себя сателлит, баланс с РО и упругий элемент);

- устранение зоны непромесов во всем объеме перемешиваемых материалов за счет встречного колебательного вращения РО (см. рис. 3), позволяющего усложнить их траекторию внутри месильной емкости вследствие деформации упругих элементов между ними.

Динамическое моделирование колебательно-го привода (КП) с упругой связью. В реальных машинах со сложным движением РО [1–7] возникает задача установления их динамических свойств и получения аналитических зависимостей для конструирования и расчета подобных исполнительных механизмов в режиме не только холостого хода, но рабочего.

Для решения этой задачи представим сложное движение РО как переносное (с угловой скоростью ω_h) и относительное (с угловой скоростью ω_o).

Рассмотрим обобщенную физическую модель исследуемой механической системы (рис. 4), где звено 1 совершает движение относительно оси O_1 (с угловой скоростью $\omega_o = \text{const}$) и переносное движение вместе с осью O_1 относительно O_2 с угловой скоростью $\omega_h = \text{const}$. РО 2 соединен с этим звеном упругим элементом 3 (радиус его вылета $\rho = O_1A$) и совершает сложное движение в обрабатываемой внешней среде с диссипацией в ней энергии.

Введем следующие обозначения: ψ — угол закрутки упругого элемента; θ — безразмерное время, $\theta = \omega_o t$; c — угловая жесткость упругого элемента; J — момент инерции колеблющейся части привода с РО; k^2 — квадрат собственной частоты угловых колебаний, $k^2 = c/J$.

РО (см. рис. 4) совершает сложное движение в обрабатываемой среде, сила сопротивления

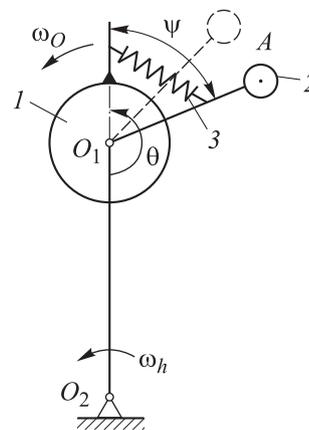


Рис. 4. Обобщенная физическая модель КП

которой вследствие переменного плеча приложения относительно оси O_1 (при различных значениях угла θ) будет создавать знакопеременный момент сопротивления, направленный то в одну сторону (в верхнем положении РО, $\theta = \pi \pm 2\pi$), то в другую (в нижнем положении РО, $\theta = 0 \pm 2\pi$).

При сложном движении РО возникает ранее не учитываемый [1–7] 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 и крутильные колебания РО относительно звена I . В связи с этим можно предположить отсутствие колебаний РО на холостом ходу и автоматическое регулирование их амплитуды при изменении момента сопротивления (возникновение механической силовой адаптации).

Представим сложное силовое взаимодействие РО с обрабатываемой средой при работе КП в виде трех элементарных моментов сопротивления, возникающих при его относительном M_O , переносном M_h движениях и угловых колебаниях M_ψ , определяемых выражениями $M_O = b\rho^2\omega_0$, $M_h = b\rho^2\omega_h$, $M_\psi = b\rho^2\dot{\psi}$, где b — коэффициент вязкого сопротивления.

Тогда из условия кинестатического равновесия момента инерции J , восстанавливающего упругого момента $c\psi$ и трех элементарных моментов сопротивления M_O , M_h , M_ψ математическая модель КП с одной колебательной степенью свободы представляет собой неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка

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

где α_0 — относительное сопротивление внешней среды на РО с учетом инерционных и упругих параметров колебательной системы; p — коэффициент частотной расстройки; σ — заданное отношение угловых скоростей переносного и относительного движения звеньев КП; t — время.

Согласно уравнению движения (1), рассматриваемая колебательная система (см. рис. 4) описывается следующими безразмерными параметрами:

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

Частное решение уравнения (1), описывающее вынужденные колебания РО $\psi = A_0 + A \cos(\omega_0 t - \gamma)$, представляет собой следующие аналитические зависимости амплитуды вынужденных колебаний A и начальной фазы колебаний γ от параметров КП α_0 , p и σ :

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

$$\gamma = \arctg \frac{\alpha_0 p}{1 - p^2}. \quad (3)$$

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 (2)

$$A_0 = \alpha_0 p |1 + \sigma|. \quad (4)$$

Отношение A/A_0 , рассчитываемое по выражениям (2) и (4), представляет собой коэффициент динамичности КП, который при резонансе ($p = 1$) определяется как

$$K_{\text{дин}} = \frac{A}{A_0} = \frac{1}{\alpha_0}.$$

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

Точные аналитические зависимости (2) и (3) соответствуют графикам, представляющим собой амплитудно-силовую (рис. 5), амплитудно-частотную (рис. 6), амплитудно-скоростную (рис. 7) и фазочастотную (рис. 8) характеристики

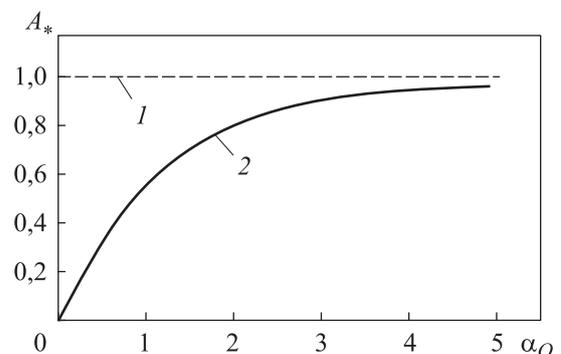


Рис. 5. Амплитудно-силовая характеристика КП: 1 — $p = 1$, $\alpha_0 \neq 0$; 2 — $p \neq 1$, $p \neq 0$, $p \neq \infty$

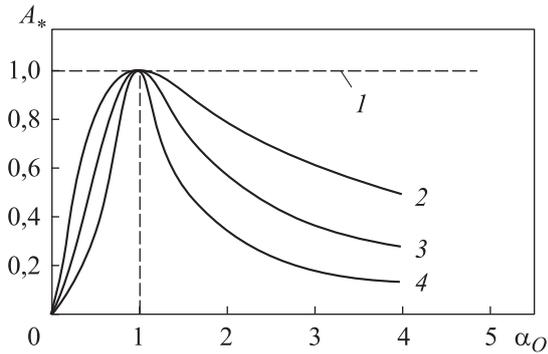


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика КП:
1 — $\alpha_O = \infty$; 2 — $\alpha_O = 2,0$; 3 — $\alpha_O = 1,0$; 4 — $\alpha_O = 0,5$

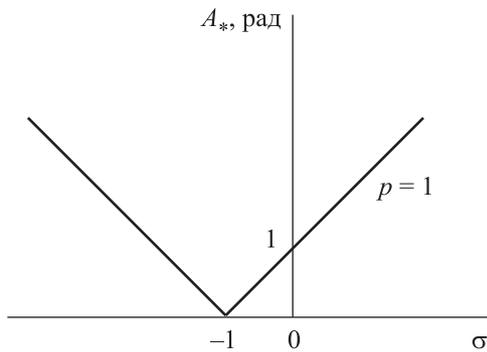


Рис. 7. Амплитудно-скоростная характеристика КП

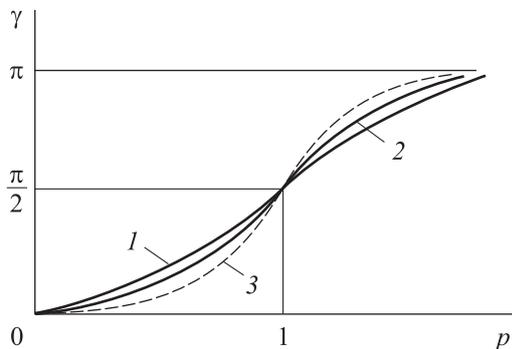


Рис. 8. Фазочастотная характеристика КП:
1 — $\alpha_O > 1$; 2 — $\alpha_O = 0$; 3 — $\alpha_O < 1$

КП. Для представления этих характеристик в безразмерной форме введен параметр $A_* = A/|1 + \sigma|$.

Анализ обобщенных характеристик КП (см. рис. 5–8) позволяет сделать следующие выводы.

1. Характер протекания процессов и динамические эффекты в КП с упругой связью вращающихся РО можно описать тремя безразмерными проектными параметрами: относительным сопротивлением внешней среды на РО с учетом инерционных и упругих параметров колебательной системы α_O , коэффициентом ее частотной расстройки p и заданным отношением угловых скоростей переносного и относи-

тельного движений σ и представить в виде трех безразмерных характеристик — амплитудно-силовой $A(\alpha_O)$, амплитудно-частотной $A(p)$ и амплитудно-скоростной $A(\sigma)$, определяемых единым аналитическим выражением (2). Дополнительно по формуле (3) можно рассчитать фазочастотную характеристику $\gamma(\alpha_O, p)$, согласно которому при резонансе ($p = 1, \omega_O = k$ независимо от α_O) колебания РО отстают от вынуждающего момента на угол $\gamma = \pi/2$.

2. Амплитуда вынужденных колебаний упругой механической системы (динамическая амплитуда крутильных колебаний РО с частотой ω_O) возрастает с увеличением α_O , 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, достигаемый при резонансных режимах работы ($p = 1$).

4. Упругая механическая система привода машин на нерезонансных режимах обладает автоматическим свойством прямой саморегулируемости амплитуды вынужденных колебаний РО при изменении на нем сопротивления: чем больше сопротивление α_O , тем выше A .

5. Статическая деформация A_0 изменяется прямо пропорционально произведению безразмерных параметров ($\alpha_O p |1 + \sigma|$) и при резонансном режиме ($p = 1$) в зависимости от α_O может быть меньше ($\alpha_O < 1$), равна ($\alpha_O = 1$) или больше ($\alpha_O > 1$) динамической амплитуды A .

6. При относительном вращении РО с переносной скоростью, но в противоположную сторону ($\omega_O = -\omega_n$) в упругой механической системе возникает явление антирезонанса ($A = 0$) независимо от инерционных и упругих параметров системы и сопротивления на рабочем столе.

Следует отметить, что крутильные колебания РО можно создать в нелинейной системе и при $\sigma = -1$ (случай криволинейного поступательного движения для $\omega = \omega_n - \omega_O = 0$, когда в КП $A = 0$). Для этого звено 1 КП (см. рис. 4) необходимо выполнить неуравновешенным, а РО установить на центральной оси привода с динамическими инерционными связями [8], что приведет к созданию перспективного по динамическим свойствам особого семейства инерционных импульсных механизмов и автоматических бесступенчатых коробок скоростей [13].

В отличие от КП (см. рис. 4) инерционно-импульсные приводы с динамическими связями

ми [8] обладают свойством обратной саморегулируемости: при увеличении нагрузки на РО 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.

Метод динамически эквивалентной замены механических систем. Приведенный на рис. 4 КП можно выполнить с приводом от одного двигателя (например, соединенного со звеном O_1O_2) и набором зубчатых колес для передачи от него вращения на звено 1. Для упрощения динамического исследования при составлении уравнений движения таких сложных роторных механических систем привода РО с кинематическими и динамическими связями [8] эти системы можно представить в виде более простой динамически эквивалентной одно-массовой модели.

Предлагаемый метод равных ускорений заключается в том, что исходной и заменяющей ее динамически эквивалентной системе сообщают вращение с одинаковым ускорением и используют описанный ниже принцип эквивалентности, который заключается в том, что две механические системы являются динамически эквивалентными, если при сообщении им элементарного движения с одинаковым ускорением выполняются условия кинестатического равновесия возникающих моментов инерции.

Рассмотрим применение метода равных ускорений для решения задач динамического моделирования механизмов КП машин. Такие задачи часто связаны с определением моментов инерции неуравновешенных звеньев со смещенным относительно оси вращения центром тяжести и приведенного момента инерции механизмов, звенья которых совершают вращение вокруг оси, не совпадающей с центральной осью механизма.

Задача 1. Для определения момента инерции неуравновешенных грузовых звеньев, являющихся основой любых инерционно-импульсных возбудителей знакопеременного момента [8], сообщим исходной (рис. 9, а) и заменяющей (рис. 9, б) системам одинаковое ускорение ϵ . Из условия их кинестатического равновесия

$$P_{\tau}e + J_S\epsilon = J_O\epsilon \Rightarrow (me\epsilon)e + J_S\epsilon = J_O\epsilon$$

получаем искомую аналитическую зависимость

$$J_O = J_S + \frac{1}{\epsilon}(p_{\tau}\epsilon) \Rightarrow [J_O - J_S = me^2] > 0 \Rightarrow \Rightarrow J_O = J_S + me^2, \quad (5)$$

где P_{τ} — тангенциальная сила инерции, $P_{\tau} = -(me\epsilon)$; $e = OS$; J_O — момент инерции звена относительно параллельной оси вращения O ; m — масса звена; J_S — момент инерции звена относительно оси, проходящей через его центр тяжести S .

Задача 2. Для замены масс разных вращающихся звеньев роторной механической системы, применяемой в приводах колебательных [15–17] и инерционно-импульсных механизмов [8], одним звеном приведения с приведенным к центральной оси моментом инерции $J_{пр}$ сообщим исходной (рис. 10, а) и заменяющей (рис. 10, б) системам одинаковое ускорение ϵ . Из условия их кинестатического равновесия

$$J_1\epsilon + J_2\lambda_0^2\epsilon = J_{пр}\epsilon$$

получаем искомую аналитическую зависимость

$$J_{пр} = J_1 + J_2\lambda_0^2,$$

где J_1 и J_2 — момент инерции звена 1 и 2; $\lambda_0 = R/r$.

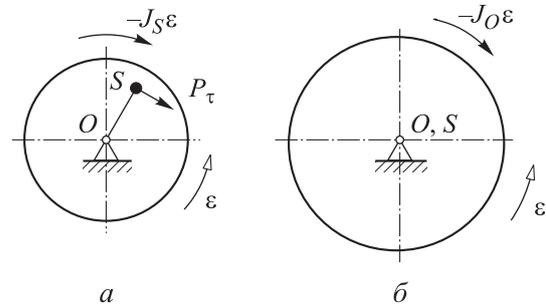


Рис. 9. Схемы исходной (а) и заменяющей (б) одномассовых роторных систем

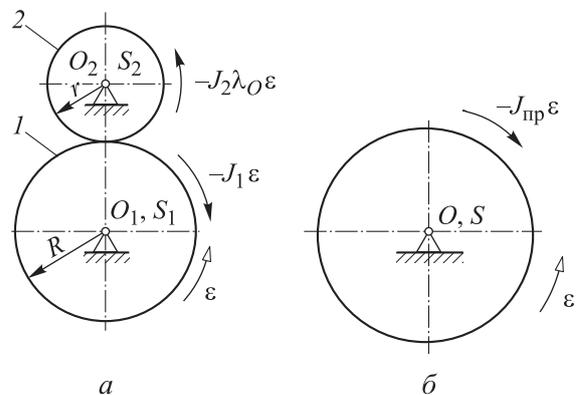


Рис. 10. Схемы исходной двухмассовой (а) и заменяющей одномассовой (б) роторных систем

Предлагаемый метод равных ускорений для динамически эквивалентной замены масс в механизмах при составлении динамической расчетной модели является более информативным и простым по сравнению с применяемым в теории механизмов и машин методом равенства кинетических энергий [1] и известной теоремой Штейнера — Гюйгенса, так как позволяет установить следующий физический смысл увеличения $J_O > J_S$ согласно выражению (5). Основной причиной повышения момента инерции звена со смещением его центра тяжести относительно оси вращения является увеличение инертности звена вследствие возникающей пропорционально этому смещению тангенциальной силе инерции.

Выводы

1. Рассмотрено семейство колебательных исполнительных механизмов, отличительная особенность которого заключается в том, что РО совершает (относительно обрабатываемой внешней среды) сложное вращательное движение с крутильными колебаниями упругой связи, возбуждаемыми внешней средой.

2. Отмечено, что возникающее явление механической силовой адаптации (саморегулирования) при изменении сопротивления внешней среды позволяет использовать КП в качестве вибрационных самонастраивающихся механизмов различных технологических машин, например, в виде планетарных смесителей вязких материалов [14–16].

3. Выделены три безразмерных проектных параметра синтеза и анализа, которые можно использовать для комплексного исследования и проектирования исполнительных колебательных механизмов с учетом их конструкции, частотного режима работы и сопротивления внешней среды при заданном сложном движении РО в режимах холостого хода ($\alpha_O = 0$) и рабочего ($\alpha_O \neq 0$).

4. На основе безразмерных параметров получены аналитические выражения амплитудно-силовой, амплитудно-скоростной и фазочастотной характеристик, позволяющие анализировать динамику исполнительных механизмов и определять условия возникновения в них резонансов и антирезонансов при сложном колебательном движении РО в вязкой среде.

5. Разработан аналитический метод динамически эквивалентной замены механических систем (метод равных ускорений), который на основе предлагаемого принципа их эквивалентности позволяет вычислить новым способом моменты инерции неуравновешенных и уравновешенных звеньев относительно параллельных осей их вращения.

6. По результатам производственных испытаний модернизированной тестомешальной машины МВУ-60 с оригинальным опытно-промышленным образцом планетарного смесителя нового типа [12] (выполненным по схеме с упругой динамической связью центральной шестерни с корпусом и уравновешенным блоком сателлита с внутренними зубьями и РО [15]), установлено следующее:

- отсутствие крутильных колебаний РО на холостом ходу и их самовозбуждение, возникающее только при движении РО в РС (которая через этот РО создает на вращающемся сателлите знакопеременный момент сопротивления, вызывающий автоколебания уравновешенного блока сателлита с РО в пределах деформации указанной упругой динамической связи);

- возникновение автоматической стабилизации (по кривой, близкой к гиперболе) мощности загрузки приводного двигателя в диапазоне двукратного изменения вязкости перемешиваемой РС, т. е. силы сопротивления на РО (вызывающей бесступенчатое саморегулирование деформации указанной упругой связи и, как следствие, автоматическое изменение амплитуды крутильных колебаний РО).

Литература

- [1] Крайнев А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь*. Москва, Машиностроение, 2000. 903 с.
- [2] Тимофеев Г.А., ред. *Теория механизмов и механика машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 566 с.
- [3] Мудров А.Г., Мудрова А.А., Сахапов Р.Л. *Пространственные аппараты с мешалкой и смесители*. Москва, Русайнс, 2021. 188 с.

- [4] Смелягин А.И. *Структура машин, механизмов и конструкции*. Москва, Инфра-М, 2019. 387 с.
- [5] Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терешин В.А. Геометрия и кинематика пространственного шестизвенника с избыточными связями. *Научно-технические Ведомости СПбГПУ*, 2011, № 2, с. 170–176.
- [6] Боренштейн Ю.П. *Исполнительные механизмы со сложным движением рабочих органов*. Ленинград, Машиностроение, 1973. 120 с.
- [7] Хромеенков В.М. *Технологическое оборудование хлебзаводов и макаронных фабрик*. Санкт-Петербург, Гиорд, 2002. 488 с.
- [8] Пожбелко В.И. *Инерционно-импульсные приводы машин с динамическими связями*. Москва, Машиностроение, 1989. 132 с.
- [9] Пожбелко В.И. Единая теория структуры, синтеза и анализа многозвенных механических систем с геометрическими, гибкими и динамическими связями звеньев. Часть 1. Базовые структурные уравнения и универсальные таблицы строения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 9, с. 24–43, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-9-24-43>
- [10] Pozhbelko V.I. A unified structure theory of multibody open-, closed-, and mixed-loop mechanical systems with simple and multiple joint kinematic chains. *Mech. Mach. Theory*, 2016, vol. 100, pp. 1–16, doi: <http://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.01.001>
- [11] Pozhbelko V.I. A new molecular approach for creative design of multiloop linkages and planetary gear mechanisms via novel NTG-graph representation. In: *Advances in mechanical engineering*. Springer, 2023, pp. 21–34, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-031-48851-1_3
- [12] Ковнацкий А.В. *Повышение эффективности планетарных приводов технологических машин введением в их схему упругого звена*. Автореф. дисс. ... канд. тех. наук. Челябинск, ЮУрГУ, 2005. 20 с.
- [13] Пожбелко В.И. *Инерционный импульсатор*. Патент СССР 627280. Заявл. 07.10.1976, опубл. 05.10.1978.
- [14] Пожбелко В.И., Ковнацкий А.В. *Планетарный смеситель вязких материалов*. Патент РФ 2253507. Заявл. 16.06.2004, опубл. 10.06.2005.
- [15] Пожбелко В.И., Ковнацкий А.В. *Планетарный смеситель вязких материалов*. Патент РФ 2258558. Заявл. 28.06.2004, опубл. 20.08.2005.
- [16] Пожбелко В.И., Ковнацкий А.В. *Планетарный смеситель вязких материалов*. Патент РФ 2411073. Заявл. 14.07.2009, опубл. 10.02.2011.
- [17] Пожбелко В.И. *Пространственный турбулентный многоемкостный смеситель*. Патент РФ 2554584. Заявл. 28.01.2014, опубл. 27.06.2015.
- [18] Пожбелко В.И. *Шарнирный механизм изменяемой структуры*. Патент 2765386. Заявл. 12.05.2021, опубл. 28.01.2022.
- [19] Пожбелко В.И. *Механизм плавающего шарнирного параллелограмма*. Патент РФ 2765387. Заявл. 19.08.2021, опубл. 28.01.2022.

References

- [1] Kraynev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamentalnyy slovar* [Mechanics of machines. Fundamental dictionary]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2000. 903 p. (In Russ.).
- [2] Timofeev G.A., ed. *Teoriya mekhanizmov i mekhanika mashin* [Theory of mechanisms and machine mechanics]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2017. 566 p. (In Russ.).
- [3] Mudrov A.G., Mudrova A.A., Sakhapov R.L. *Prostranstvennyye apparaty s meshalkoy i smesiteli* [Spatial stirrer apparatus and mixers]. Moscow, Rusayns Publ., 2021. 188 p. (In Russ.).
- [4] Smelyagin A.I. *Struktura mashin, mekhanizmov i konstruksii* [Structure of machines, mechanisms and design]. Moscow, Infra-M Publ., 2019. 387 p. (In Russ.).
- [5] Khrostitskiy A.A., Evgrafov A.N., Tereshin V.A. Geometry and kinematics of a spatial hexagon with redundant connections. *Nauchno-tekhicheskie Vedomosti SPbGPU*, 2011, no. 2, pp. 170–176. (In Russ.).
- [6] Borenshteyn Yu.P. *Ispolnitelnye mekhanizmy so slozhnym dvizheniem rabochikh organov* [Actuating mechanisms with complex motion of working bodies]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1973. 120 p. (In Russ.).

- [7] Khromeenkov V.M. *Tekhnologicheskoe oborudovanie khlebzavodov i makaronnykh fabric* [Technological equipment of bread and pasta factories]. Sankt-Petersburg, Giord Publ., 2002. 488 p. (In Russ).
- [8] Pozhbelko V.I. *Inertsionno-impulsnye privody mashin s dinamicheskimi svyazyami* [Inertial-pulse drives of machines with dynamic links]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 132 p. (In Russ).
- [9] Pozhbelko V.I. A unified theory of structure, synthesis and analysis of multibody mechanical systems with geometrical, flexible and dynamic connections. Part 1. Basic structural equations and universal structure tables. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2020, no. 9, pp. 24–43, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-9-24-43> (in Russ.).
- [10] Pozhbelko V.I. A unified structure theory of multibody open-, closed-, and mixed-loop mechanical systems with simple and multiple joint kinematic chains. *Mech. Mach. Theory*, 2016, vol. 100, pp. 1–16, doi: <http://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.01.001>
- [11] Pozhbelko V.I. A new molecular approach for creative design of multiloop linkages and planetary gear mechanisms via novel NTG-graph representation. In: *Advances in mechanical engineering*. Springer, 2023, pp. 21–34, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-031-48851-1_3
- [12] Kovnatskiy A.V. *Povyshenie effektivnosti planetarnykh privodov tekhnologicheskikh mashin vvedeniem v ikh skhemu uprugogo zvena*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Increase of efficiency of planetary drives of technological machines by introduction of an elastic link into their scheme. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Chelyabinsk, YuUrGU Publ., 2005. 20 p. (In Russ).
- [13] Pozhbelko V.I. *Inertsionnyy impulsator* [Inertial impulsor]. Patent SU 627280. Appl. 07.10.1976, publ. 05.10.1978. (In Russ).
- [14] Pozhbelko V.I., Kovnatskiy A.V. *Planetarnyy smesitel vyazkikh materialov* [Planet mixer for mixing viscous materials]. Patent RU 2253507. Appl. 16.06.2004, publ. 10.06.2005. (In Russ).
- [15] Pozhbelko V.I., Kovnatskiy A.V. *Planetarnyy smesitel vyazkikh materialov* [Planetary mixer for viscous materials]. Patent RU 2258558. Appl. 28.06.2004, publ. 20.08.2005. (In Russ).
- [16] Pozhbelko V.I., Kovnatskiy A.V. *Planetarnyy smesitel vyazkikh materialov* [Planetary mixed of viscous materials]. Patent RU 2411073. Appl. 14.07.2009, publ. 10.02.2011. (In Russ).
- [17] Pozhbelko V.I. *Prostranstvennyy turbulentnyy mnogoemkostnyy smesitel* [Space turbulence mixer]. Patent RU 2554584. Appl. 28.01.2014, publ. 27.06.2015. (In Russ).
- [18] Pozhbelko V.I. *Sharnirnyy mekhanizm izmenyaemoy struktury* [Articulated mechanism of variable structure]. Patent 2765386. Appl. 12.05.2021, publ. 28.01.2022. (In Russ).
- [19] Pozhbelko V.I. *Mekhanizm plavayushchego sharnirnogo parallelogramma* [Mechanism of floating articulate parallelogram]. Patent RU 2765387. Appl. 19.08.2021, publ. 28.01.2022. (In Russ).

Статья поступила в редакцию 22.11.2024

Информация об авторе

ПОЖБЕЛКО Владимир Иванович — заслуженный работник высшей школы РФ, доктор технических наук, профессор. ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (454080, Челябинск, Российская Федерация, проспект Ленина, д. 76, e-mail: pozhbelkovi@susu.ru).

Information about the author

POZHBELKO Vladimir Ivanovich — Honored Worker of Higher School of the Russian Federation, Doctor of Science (Eng.), Professor. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — South Ural State University (National Research University) (454080, Chelyabinsk, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 76, e-mail: pozhbelkovi@susu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Пожбелко В.И. Автоколебательные планетарные вибросмесители с упругими динамическими связями и свойством автоматического регулирования: синтез и обобщенный динамический анализ. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 3, с. 37–46.

Please cite this article in English as:

Pozhbelko V.I. Autooscillating planetary vibromixers with the elastic dynamic connections and automatic regulation: synthesis and generalized dynamic analysis. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 3, pp. 37–46.