

УДК 621.01

doi:10.18720/SPBPU/2/id23-533

В.А. Крюков¹, А.В. Плясов²

РАСШИРЕНИЕ ОБЛАСТИ СУЩЕСТВОВАНИЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ДИНАМИЧЕСКОГО СИНТЕЗА МАШИН С МНОГОПОТОЧНЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ



¹Владимир Алексеевич Крюков,
Тульский государственный университет
Россия, Тула
Тел.: (4872)73-44-91, E-mail: va.krukov@gmail.com.



²Алексей Валентинович Плясов,
Тульский государственный университет
Россия, Тула
Тел.: (4872)73-44-91, E-mail: plyasov-a@yandex.ru.

Аннотация

В работе рассмотрены особенности динамических процессов в машинах с многопоточными передачами. Проанализированы возможности снижения динамических нагрузок. Показано, что переход к передаче механической энергии несколькими потоками, позволяет увеличить число выходных параметров динамического синтеза и расширить возможности решения соответствующих задач. Приведен пример уменьшения уровня колебаний в конкретной машине.

Ключевые слова: многопоточные передачи, динамика, динамический синтез, колебания, оптимизация.

Введение

Одной из основных задач динамического синтеза машин является снижение динамических нагрузок, которые в современных высокопроизводительных мощных машинах могут достигать очень больших значений. В одном ряду с хорошо известными конструкторскими, технологическими и эксплуатационными методами снижения

динамических нагрузок стоят методы, связанные с определением оптимального схемного решения передаточных механизмов, входящих в состав машины. Возможным направлением в рамках этого подхода является использование многопоточных передач.

Разделение потока механической энергии на несколько параллельных потоков давно и плодотворно используется в технике. Согласно [1] многопоточной передачей называется «передача, в которой энергия с входного звена на выходное звено передается через несколько параллельно расположенных кинематических цепей». Концепция многопоточного подвода энергии к потребителям была подробно обоснована и плодотворно использована в работах [2, 3]. В монографии [4] дополнительно введено ограничение идентичности параллельных кинематических цепей. При невыполнении этого требования конструкция передаточного механизма значительно усложняется, тем не менее, это требование не является необходимым. Распределение механической энергии на несколько потоков также происходит в многопарном зубчатом зацеплении (при коэффициенте перекрытия больше единицы), в поликлиновой ременной передаче, в передаче с зубчатым ремнем, в зубчатой сцепной муфте и ряде аналогичных устройств.

Широкое применение принцип многопоточности нашел при конструировании машин различного отраслевого назначения, в том числе роботов, транспортных машин и в авиации [5-13]. Использование многопоточных передач привело к появлению ряда работ, рассматривающих различные аспекты структуры, кинематики и динамики таких систем, а также особенностей применения известных методов для анализа многопоточных систем [14-21]. Необходимо отметить, что принцип многопоточности также широко используется при передаче и обработке электроэнергии и информации [22-26].

Каждая из указанных выше работ и ряда аналогичных описывает отдельные многопоточные устройства, охватывает некоторые аспекты концепции многопоточности, но вскрывает далеко не все её возможности. Хорошо известно, что разделение потоков энергии на несколько параллельных потоков позволяет снизить габариты и массу всего устройства в целом, хотя усложняет конструкцию и приводит к необходимости повышения точности изготовления и сборки. Менее известно, что при многопоточной передаче энергии возможно обеспечивать не просто распределение общего потока на несколько, а управлять этими потоками и, как следствие, снижать уровень колебаний в машине. Другими словами, использование нескольких потоков механической энергии позволяет увеличить число выходных параметров динамического синтеза и, следовательно, расширить область существования решения соответствующих задач.

Постановка задачи и решение

Рассмотрим технологическую машину, в состав которой входят m двигателей Д, n рабочих машин РМ и многопоточный передаточный механизм МПМ (рис. 1). Типичным примером такой машины служит автоматическая роторная линия штамповочного производства с электромеханическим приводом: многодвигательным дифференциальным приводом транспортного движения и пространственным кривошипным приводом исполнительных органов [27]. Рабочие машины – роторного типа циклового действия. Момент сил полезного сопротивления на валу i -ой рабочей машины в режиме установившегося движения является периодической функцией угла поворота вала рабочей машины φ_i ,

$$M_{ci}(\varphi_i) = M_{ci}(\varphi_i + \psi_i); \quad i = 1, 2, \dots, n,$$

где φ_i – угол поворота вала i -ой рабочей машины; ψ_i – период.

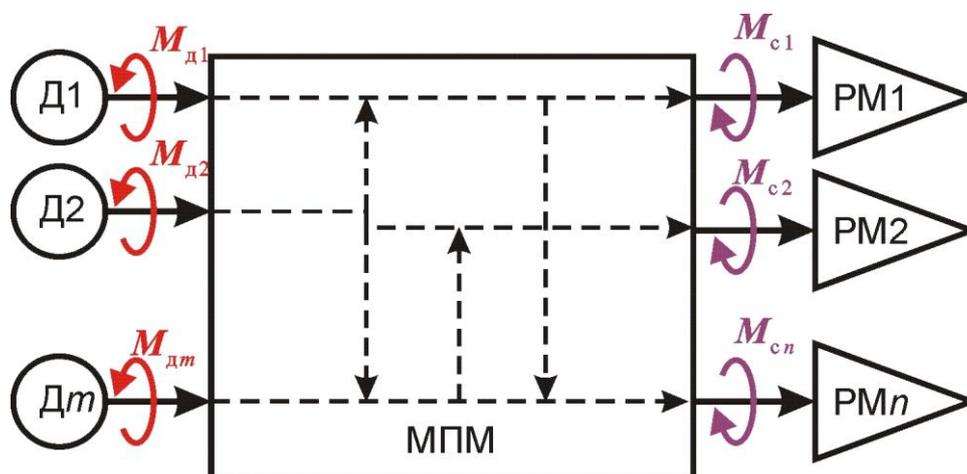


Рис. 1. Функциональная схема машины

В режиме установившегося движения колебания угловых скоростей валов рабочих машин малы, и от задания моментов сил сопротивления в виде функций от углов поворота с достаточной точностью можно перейти к заданию моментов сил сопротивления в виде известных периодических функций времени,

$$M_{ci}(\varphi_i) \approx M_{ci}(t); \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

Моменты двигателей принимаем постоянными, $M_{ди}(t) = \text{const}; \quad i = 1, 2, \dots, m$. В общем случае число двигателей может не совпадать с числом рабочих машин, $n \neq m$. Внутри многопоточной передачи потоки мощности могут складываться и раскладываться.

Если в качестве расчетной схемы использовать дискретную схему с сосредоточенными параметрами (инерционные элементы – абсолютно

жесткие; упругие элементы – безынерционные); трение – вязкое, то математическая модель системы будет представлять собой систему линейных дифференциальных уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами, которую запишем в матричном виде [28]

$$I\ddot{X} + D\dot{X} + CX = M(t), \quad (1)$$

где I – матрица инерционных коэффициентов; D – матрица диссипативных коэффициентов; C – матрица упругих коэффициентов; X – матрица-столбец обобщенных координат; $M(t)$ – матрица-столбец обобщенных сил. Число обобщенных координат N и, соответственно, размерности матриц определяются структурой передаточного механизма и числом инерционных элементов системы.

Матрицу-столбец обобщенных координат представим в виде блочной матрицы

$$X = \begin{Bmatrix} X_c \\ X_n \\ X_d \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

где $\|X_d\|$ – матрица-столбец углов поворота валов двигателей; $\|X_n\|$ – матрица-столбец углов поворота промежуточных инерционных элементов; $\|X_c\|$ – матрица-столбец углов поворота валов рабочих машин.

Матрицу-столбец обобщенных сил также можно представить в виде блочной матрицы

$$M(t) = \begin{Bmatrix} M_c \\ M_n \\ M_d \end{Bmatrix}, \quad (3)$$

где $\|M_d\| = \text{const}$ – матрица-столбец обобщенных сил, соответствующих постоянным движущим моментам; $\|M_n\| = 0$ – матрица-столбец, обобщенных сил соответствующих обобщенным координатам промежуточных инерционных элементов; $\|M_c\|$ – матрица-столбец, обобщенных сил соответствующих моментам сил сопротивления и вызывающих колебания в системе.

С учетом (2), (3) математическую модель системы можно записать в виде

$$I \begin{Bmatrix} \ddot{X}_c \\ \ddot{X}_n \\ \ddot{X}_d \end{Bmatrix} + D \begin{Bmatrix} \dot{X}_c \\ \dot{X}_n \\ \dot{X}_d \end{Bmatrix} + C \begin{Bmatrix} X_c \\ X_n \\ X_d \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M_c \\ 0 \\ M_d \end{Bmatrix}. \quad (4)$$

Элементы матрицы $\|M_c\|$ являются периодическими функциями времени и могут быть разложены в ряды Фурье

$$M_{cj}(t) = M_{cj0} + \sum_{s=1}^K M_{cjs} \sin(s\omega t + \alpha_{js}); \quad j = 1, 2, \dots, n, \quad (5)$$

где $M_{cj0}, M_{cjs}, \alpha_{js}$ – постоянные составляющие, амплитуды и начальные фазы колебаний определяемые известными зависимостями [28-31].

Для упрощения принято, что рабочие машины выполняют однотипные рабочие операции, имеют одинаковое число позиций, и, следовательно, номинальные угловые скорости валов рабочих машин одинаковы, $\omega_i = \omega; i = 1, 2, \dots, n$. Число учитываемых гармоник K определяется видом выполняемых технологических операций и обычно не превышает трех-пяти [32, 33].

Решение системы (4) будет иметь вид

$$x_i(t) = \sum_{j=1}^n \sum_{s=1}^K A_{ij}(s\omega) M_{cjs} \sin[s\omega t + \alpha_{js} + \beta_{is}(s\omega)]; \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (6)$$

где $A_{is}(s\omega), \beta_{is}(s\omega)$ – элементы амплитудно-частотной и фазо-частотной матриц.

Ограничимся исследованием колебаний только на валах рабочих машин, так как именно они определяют точность выполнения технологических операций.

Для решения задачи минимизации колебаний можно варьировать значения инерционных и упругих параметров системы, что приводит к изменению амплитудно-частотных и фазо-частотных матриц. Такой подход давно и хорошо известен, однако возможности изменения этих параметров очень ограничены.

В отличие от обычных однопоточных передач многопоточные передачи позволяют увеличить число выходных параметров синтеза и, следовательно, расширить возможности уменьшения колебаний в системе.

Предположим, что с помощью определенных конструктивных решений возмущающие воздействия $M_{cj}(t)$ можно сместить по фазе относительно начального положения на некоторый угол ε_j . Значения ε_j будут являться дополнительными выходными параметрами динамического синтеза. Функции (5) примут вид

$$M_{cj}(t) = M_{cj0} + \sum_{s=1}^K M_{cjs} \sin(s\omega t + \alpha_{js} + s\varepsilon_j), \quad j = 1, 2, \dots, n,$$

а колебательные составляющие обобщенных координат системы (6) будут определяться решениями

$$x_i = \sum_{j=1}^n \sum_{s=1}^K A_{ij}(s\omega) M_{cjs} \sin[s\omega t + \alpha_{js} + \beta_{is}(s\omega) + s\varepsilon_j]. \quad (7)$$

Из (7) видно, что снизить уровень колебаний можно за счет вариации фазовых углов ε_j . При этом возможно не только уменьшить уровень

колебаний, но и обеспечить инвариантность системы к отдельным гармоникам возмущающих моментов или инвариантность отдельных машин к возмущениям в других машинах.

Преобразуем решение (7) к виду

$$x_{is} = \sum_{j=1}^n A_{js}(s\omega) M_{cjs} \sin(s\omega t) \cos[\alpha_{js} + \beta_{js}(s\omega) + s\varepsilon_j] + \sum_{j=1}^n A_{js}(s\omega) M_{cjs} \cos(s\omega t) \sin[\alpha_{js} + \beta_{js}(s\omega) + s\varepsilon_j]$$

и введем обозначения

$$\begin{cases} L_{is}^* = \sum_{j=1}^n A_{js}(s\omega) M_{cjs} \cos[\alpha_{js} + \beta_{js}(s\omega) + s\varepsilon_j]; \\ L_{is}^{**} = \sum_{j=1}^n A_{js}(s\omega) M_{cjs} \sin[\alpha_{js} + \beta_{js}(s\omega) + s\varepsilon_j]. \end{cases}$$

Амплитуда колебаний i -го элемента на гармонике s будет равна

$$L_{is} = \sqrt{(L_{is}^*)^2 + (L_{is}^{**})^2},$$

и для устранения этих колебаний требуется выполнение условий

$$L_{is}^* = 0, \quad L_{is}^{**} = 0. \quad (8)$$

Рассмотрим четыре постановки задачи.

1. Устранение колебаний группы элементов с номерами $i = 1, 2, \dots, N^*$ на гармониках порядка $s = 1, 2, \dots, n_1$. Тогда с учетом (8) получим

$$L_{is}^* = 0; \quad L_{is}^{**} = 0; \quad i = 1, 2, \dots, N^*; \quad s = 1, 2, \dots, n_1. \quad (9)$$

Общее число уравнений в (9) равно $2n_1N^*$, а число определяемых выходных параметров синтеза ε_j равно $N - 1$ (один угол, определяющий начало отсчета положения валов рабочих машин, можно задавать произвольно). Необходимое условие существования решения (9) будет иметь вид

$$2n_1N^* \leq N - 1. \quad (10)$$

Отсюда следует, что возможности построения системы, инвариантной к возмущающим воздействиям, ограничены числом рабочих машин и возрастают с их увеличением. Необходимо отметить, что приведенное условие (10) является необходимым, но недостаточным для существования решения (9). Достаточные условия для частного случая математической модели рассматриваемой системы, построенной на основе расчетной модели с жесткими звеньями, приведены в [34].

Если решение поставленной задачи не существует, то возможно смягчение условий синтеза.

2. Обеспечение частичной инвариантности одного i -го элемента ($N^* = 1$) на n_1 гармониках. Условие существования решения

$$n_1 \leq (N - 1)/2.$$

3. Инвариантность N^* элементов на одной гармонике ($n_1 = 1$). Условие существования решения

$$N^* \leq (N - 1)/2.$$

4. Минимизация суммарного уровня колебаний на N^* элементах и n_1 гармониках. В этом случае требуется определить параметры ε_j ($j = 1, 2, \dots, N$), минимизирующие целевую функцию

$$F(\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_N) = \sum_{i=1}^{N^*} \sum_{s=1}^{n_1} k_{is} L_{is} \Rightarrow \min, \quad (11)$$

где k_{is} – весовые коэффициенты, значения которых устанавливаются экспертом в зависимости от степени опасности воздействия тех или иных гармоник на конкретную машину в целом или отдельные ее элементы.

В некоторых случаях модель механической системы с жесткими звеньями достаточно точно отображает ее поведение. Это позволяет значительно упростить решение задачи снижения уровня колебаний, так как элементы амплитудно-частотной матрицы в этом случае можно представить в виде

$$A_{ij}(s\omega) = u_{ij} A(s\omega), \quad (12)$$

где u_{ij} – соответствующие постоянные передаточные отношения.

Элементы фазо-частотной матрицы одинаковы для всех координат, поэтому соответствующим выбором начала отсчета они могут быть сведены к нулю. Тогда решение (7) получим в виде

$$x_i = \sum_{j=1}^n \sum_{s=1}^K M_{js} u_{ij} A(s\omega) \sin(s\omega t + \alpha_{js} + s\varepsilon_j). \quad (13)$$

Из (13) следует, что для рассматриваемой модели амплитуды колебаний по всем обобщенным координатам будут пропорциональны, поэтому можно ограничиться рассмотрением только одной из них, например, первой, которую представим в виде

$$x_1 = \sum_{j=1}^n \sum_{s=1}^K M_{js}^* A(s\omega) \sin(s\omega t + \alpha_{js} + s\varepsilon_j), \quad (14)$$

где $M_{js}^* = u_{1j} M_{js}$.

Отсюда условие инвариантности рассматриваемой механической системы к действию возмущающих моментов на гармонике порядка s запишется в виде

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^n M_{js}^* \cos(\alpha_{js} + s\varepsilon_j) = 0; \\ \sum_{j=1}^n M_{js}^* \sin(\alpha_{js} + s\varepsilon_j) = 0. \end{cases} \quad (15)$$

Эти уравнения можно записать для каждой учитываемой гармоники. Следовательно, для существования решения системы (15) необходимо (но недостаточно) выполнение условия $2n_1 \leq N-1$, которое также является условием обеспечения полной инвариантности механической системы с жесткими звеньями на заданном числе гармоник. Если это условие не выполняется, то, как и для системы с упругими звеньями, возможно обеспечение инвариантности к отдельным гармоникам или минимизация суммарного уровня колебаний. Так как значения амплитудно-частотной матрицы одинаковы для всех обобщенных координат и зависят только от номера гармоники s , то проще минимизировать суммарный уровень возмущений, учитывая эти значения при выборе весовых коэффициентов k_s и принимая целевую функцию в виде

$$F(\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_N) = \sum_{s=1}^{n_1} k_s M_{\Sigma s}^* \Rightarrow \min, \quad (16)$$

где $M_{\Sigma s}^* = \sqrt{\left[\sum_{j=1}^n M_{js}^* \cos(\alpha_{js} + s\varepsilon_j) \right]^2 + \left[\sum_{j=1}^n M_{js}^* \sin(\alpha_{js} + s\varepsilon_j) \right]^2}$.

С геометрической точки зрения уравнения (15) являются уравнениями проекций замкнутого векторного контура на оси ортогональной системы координат, поэтому необходимым условием существования их решения является возможность построения этого контура. Для системы (15) эти условия имеют вид [34]

$$M_{js}^* \leq \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^n M_{is}^*, \quad j = 1, 2, \dots, n; \quad s = 1, 2, \dots, K.$$

При решении систем уравнений (8), (15) необходимо учитывать, что изменение углов ε_i связано с внесением изменений в конструкцию привода, и, следовательно, на их значения могут быть наложены ограничения, обусловленные кинематическими, конструктивными и другими соображениями. В этом случае область существования решения поставленных задач сужается.

В качестве примера рассмотрим решение поставленных задач для опытного образца линии ЛВГ1-5 с тремя технологическими роторами. В

рабочих машинах выполняются три однотипных операций обработки давлением: первой, второй и третьей вытяжки [35].

Динамический анализ линии показал, что модель с жесткими звеньями достаточно точно отображает динамические процессы в системе. Амплитуды и фазы возмущающих моментов приведены в табл. 1.

Таблица 1. Амплитуды и фазы возмущающих моментов

Гармоника	$M_{js}, \text{Н} \cdot \text{м}$			$\alpha_{js}, \text{град.}$		
	вытяжка 1	вытяжка 2	вытяжка 3	вытяжка 1	вытяжка 2	вытяжка 3
1	160,00	142,81	111,12	-74,5	88,9	74,5
2	43,39	29,76	19,87	-64,6	-86,0	-4,9
3	21,61	4,04	15,45	-69,1	-40,0	-7,8

Для рассматриваемого примера $n = 3; N = 3$; условие $2n \leq N - 1$ не выполняется, следовательно, полная инвариантность системы к возмущениям на учитываемых гармониках невозможна. Поэтому задача динамического синтеза решалась в двух постановках: 1) уравнивание первой гармоники; 2) минимизация суммарного уровня колебаний. Значения весовых коэффициентов принимались пропорциональными коэффициентам динамичности, определенным ранее: $k_1 = 0,6; k_2 = 0,15; k_3 = 0,25$.

Результаты решения задач уравнивания первой гармоники и минимизации суммарного уровня возмущений по трем гармоникам приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты динамического синтеза

Варианты решения	$\varepsilon_{js}, \text{град.}$			$M_{\Sigma}, \text{Н} \cdot \text{м}$			$F(\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3)$
Исходная система	0	0	0	121,9	75,2	36,1	93,4
Уравнивание первой гармоники	0	58	330	0	65,4	33,2	-
Минимизация суммарного уровня колебаний	0	61	329	4,2	60,2	28,4	18,6

Заключение.

Одной из наиболее сложных и важных задач при проектировании машин различного отраслевого назначения является задача динамического

синтеза. Область существования решения этой задачи лимитируется числом выходных параметров синтеза, к которым обычно относятся инерционные и упругие характеристики элементов привода. Причем возможности вариаций этих параметров в конкретных машинах довольно ограничены.

Переход к принципу многопоточности позволяет увеличить число выходных параметров синтеза и, следовательно, расширить область существования решения задачи динамического синтеза. Рассмотренный пример показывает, что при применении трех потоков в автоматической роторной линии возможно полностью устранить колебания на первой гармонике или существенно (в несколько раз) снизить суммарный уровень колебаний на трех гармониках.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Крайнев А.Ф. Механика от греческого *mēchanikē (tēchnē)* – искусство построения машин. Фундаментальный словарь. М.: Машиностроение, 2001. 904 с.
- [2] Сидоров П.Г., Козлов С.В., Крюков В.А. [и др.]. Силовые зубчатые трансмиссии угольных комбайнов. Теория и проектирование. М.: Машиностроение, 1995. 296 с.
- [3] Крюков В.А., Корнюхин И.Ф. Состояние и перспективы развития системы приводов автоматических роторных и роторно-конвейерных линий. Изв. ТулГУ. Сер. Машиностроение. 2000. Вып. 5. С. 230-238.
- [4] Сидоров П.Г. [и др.]. Многопоточные зубчатые трансмиссии: Теория и методология проектирования. М.: Машиностроение, 2011. 340 с.
- [5] Budzik G., Bernaczek J., Kozik B. [et al.]. Design Development, Prototype Manufacturing Using FDM Techniques and Accuracy Analysis of Aeronautical Dual-power Path Gear unit. Acta Technica Corviniensis – Bulletin of Engineering. Tome VI (year 2013). Fascicule 2 [april-june].
- [6] Cocking H. The Design of an Advanced Engineering Gearbox. Vertica. 1986. Vol. 10. No. 2. Westland Helicopters and Hovercraft PLC. Yeovil, England. pp. 213–215.
- [7] Smirnov G. Multiple-power-path Nonplanetary Main Gearbox of the Mi-26 Heavy-lift Transport Helicopter. Vertiflite. Mil Design Bureau. 1990. Vol. 36. pp. 20–23.
- [8] White G. New Family of High-ratio Reduction Gear with Multiple Drive Paths. Proc. Instn. Mech. Engrs. 1974. Vol. 188. pp. 281–288.
- [9] Shi Y., Wei J., Feng Z. [et al.]. A Novel Electric Vehicle Powertrain System Supporting Multi-path Power Flows: Its Architecture, Parameter Determination and System Simulation. Energies. 2017. 10, 216; DOI:10.3390/en10020216.

- [10] Красневский Л.Г., Поддубко С.Н., Мариев П.Л. Многопоточные многорежимные гибридные электромеханические трансмиссии. Актуальные вопросы машиноведения. 2014. Вып. 3. Стр. 64-68.
- [11] Salamandra K.B., Tyves L.I, Glazunov V.A. [et al]. Parallel mechanisms with group kinematic decoupling ensured by multiloop power transmission in kinematic chains. Journal of machinery manufacture and reliability. 2020. Vol.49. No 5. Pp.412-420.
- [12] Саламандра К.Б. Анализ и синтез механизмов робототехнических систем, автоматических линий и коробок передач на основе принципа многопоточности: Дис....докт. тех. наук. 05.02.18. Москва, 2020. 234 с.
- [13] Merlet J.P. Parallel robots. Kluwer Academic Publishers. 2000. 372 p.
- [14] Pacana J., Kozik B., Budzik G. Strength Analysis of Gears in Dual-path Gearing by Means of FEM. Diagnostyka. 2015. Vol. 16. No. 1. pp. 41-46.
- [15] Андриенко П.А., Евграфов А.Н., Козликин Д.П. и др. Использование элементов теории графов для структурного анализа механизмов. Современное машиностроение: наука и образование. 2022. С. 43-58.
- [16] Егоров О.Д. Структурный анализ механизмов параллельной структуры. Вестник МГТУ «Станкин». 2019. № 1 (48). С. 89-92.
- [17] Третьяков В.М. Матричный метод структурного анализа и синтеза механизмов. Современное машиностроение: наука и образование. 2022. Стр. 137-150.
- [18] Тимофеев Г.А., Самойлова М.В. Структурный анализ планетарного механизма с двумя плавающими звеньями. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. № 6 (687). С. 18-27.
- [19] Qu S., Li R., Ma C., Li H. Type synthesis for lowermobility decoupled parallel mechanism with redundant constraints. Journal of mechanical science and technology. 2021. 35 (6). pp. 2657-2666. DOI: 10.1007/s12206-021-0536-x.
- [20] Худорожков С.И., Юркевич А.В. Теоретическое и экспериментальное исследование динамики транспортного средства с механической бесступенчатой передачей. Современное машиностроение: наука и образование. 2021. Стр. 243-258.
- [21] Hassan M.A., Sarhan R.A. Numerical Solution of Forward Kinematics for Parallel Robot. Современное машиностроение: наука и образование. 2018. Стр. 208-218.
- [22] Идельчик В.И. Электрические системы и сети. М.: Энергоатомиздат, 1989. 592 с.
- [23] Александров Д.Е. Многопоточные сервера, использующие обработчики событий. Интеллектуальные системы. 2013. Том 17. № 1-4. Стр. 219-223.

- [24] Смирнов К.К., Чернышев Г.А. Сетевые и многопоточные аспекты архитектуры распределенных СУБД. Программные продукты и системы. 2011. № 1. Стр. 164-168.
- [25] Samy H., Tammam A.L., Fahmy A.L. [et al.]. Enhancing the performance of the blockchain consensus algorithm using multithreading technology. Ain shams engineering journal. 2021, March. 12(07). DOI: 10.1016/j.asej.2021.01.019.
- [26] Piyushin Y., Afanaseva O. Multithreading analysis of seismic data on the hybrid supercomputer. 9th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM2019, Informatics, Geoinformatics and Remote Sensing. 2019. DOI: 10.5593/SGEM2019/2.1/S08.126.
- [27] Крюков В.А. Теория, моделирование и синтез приводов автоматических роторных линий для обработки давлением. Дис....докт. тех. наук. 05.03.05, 05.02.18. Тула, 2000. 424 с.
- [28] Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.
- [29] Taylor J.I. The Vibration Analysis Handbook. Vibration consultants, 2023. 375 p.
- [30] Weber H.-J., Arfken G.B. Essential Mathematical Methods for Physicists. Academic press, 2002. 932 p.
- [31] Long, D. Fourier Analysis and Other Tools for Electrical Engineers: A Practical Handbook. Brigham Young University, 2021. 130 p.
- [32] Булатова М.Н., Крюков В.А. Механические характеристики роторных машин с кривошипным приводом. Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2009. № 1-1. Стр. 48-54.
- [33] Базанова А.П., Крюков В.А. Анализ силовых характеристик технологических роторов для обработки давлением. Современные проблемы теории машин. 2022. № 13. Стр. 50-54.
- [34] Корнюхин И.Ф., Крюков В.А., Пашин А.А. Снижение уровня колебаний механической системы с однотипными воздействиями. Изв. Вузов. Машиностроение. 1986. № 6. Стр. 30-34.
- [35] Крюков В.А., Корнюхин И.Ф. Приводы автоматических роторных и роторно-конвейерных линий. СТИН. 2000. № 11. Стр. 6-10.

EXPANSION OF THE DYNAMIC SYNTHESIS PROBLEM SOLVING FIELD OF MACHINES WITH MULTIPLE-POWER PATH GEAR UNIT

Tula State University, Russia

Abstract

The paper considers the features of dynamic processes in machines with multiple-power path gear unit. The possibilities of reducing dynamic loads are analyzed. It is shown that the transition to the transfer of mechanical energy by several flows allows increasing the number of output parameters of dynamic synthesis and expanding the possibilities of solving the corresponding problems. An example of reducing the level of vibrations in a particular machine is given.

Key words: multiple-power path gear unit, dynamics, dynamic synthesis, oscillations, optimization.

REFERENCES

- [1] Kraynev A.F. Mechanics from the Greek *mēchanikē* (tēchnē) – the art of building machines. Fundamental dictionary. Moscow: Mashinostroenie Publisher, 2001. 904 p. (rus.)
- [2] Sidorov P.G., Kozlov S.V., Kryukov V.A. [et al.]. Power gear transmissions of coal combines. Theory and design. Moscow: Mashinostroenie Publisher, 1995. 296 p. (rus.)
- [3] Krukov V.A., Korniyukhin I.F. State and prospects of development of the drive system of automatic rotary and rotary conveyor lines. Izvestiya TulSU. Mechanical Engineering series. 2000. Issue 5. pp. 230-238. (rus.)
- [4] Sidorov P.G. [et al.]. Multithreaded gear transmissions: Theory and methodology of design. Moscow: Mashinostroenie Publisher, 2011. 340 p. (rus.)
- [5] Budzik G., Bernaczek J., Kozik B. [et al.]. Design Development, Prototype Manufacturing Using FDM Techniques and Accuracy Analysis of Aeronautical Dual-power Path Gear unit. Acta Technica Corviniensis – Bulletin of Engineering. Tome VI (year 2013). Fascicule 2 [april-june].
- [6] Cocking H. The Design of an Advanced Engineering Gearbox. Vertica. 1986. Vol. 10. No. 2. Westland Helicopters and Hovercraft PLC. Yeovil, England. pp. 213–215.
- [7] Smirnov G. Multiple-power-path Nonplanetary Main Gearbox of the Mi-26 Heavy-lift Transport Helicopter. Vertiflite. Mil Design Bureau. 1990. Vol. 36. pp. 20–23.

- [8] White G. New Family of High-ratio Reduction Gear with Multiple Drive Paths. Proc. Instn. Mech. Engrs. 1974. Vol. 188. pp. 281–288.
- [9] Shi Y., Wei J., Feng Z. [et al.]. A Novel Electric Vehicle Powertrain System Supporting Multi-path Power Flows: Its Architecture, Parameter Determination and System Simulation. Energies. 2017. 10, 216; DOI: 10.3390/en10020216.
- [10] Krasnevsky L.G., Poddubko S.N., Mariev P.L. Multithreaded multimode hybrid electromechanical transmissions. Current issues of machine science. 2014. Issue 3. pp. 64-68. (rus.)
- [11] Salamandra K.B., Tyves L.I, Glazunov V.A. [et al]. Parallel mechanisms with group kinematic decoupling ensured by multiloop power transmission in kinematic chains. Journal of machinery manufacture and reliability. 2020. Vol.49. No 5. Pp.412-420.
- [12] Salamandra K.B. Analysis and synthesis of mechanisms of robotic systems, automatic lines and gearboxes based on the principle of multithreading: Dissertation of the Doctor of Engineering Sciences. 05.02.18. Moscow, 2020. 234 p. (rus.)
- [13] Merlet J.P. Parallel robots. Kluwer Academic Publishers. 2000. 372 p.
- [14] Pacana J., Kozik B., Budzik G. Strength Analysis of Gears in Dual-path Gearing by Means of FEM. Diagnostyka. 2015. Vol. 16. No. 1. pp. 41-46.
- [15] Andrienko P.A., Evgrafov A.N., Kozlikin D.P. [et al.] Using elements of graph theory for structural analysis of mechanisms. Modern mechanical engineering: science and education. 2022. pp. 43-58. (rus.)
- [16] Egorov O.D. Structural analysis of parallel structure mechanisms. Bulletin of MSTU "Stankin". 2019. No. 1 (48). pp. 89-92. (rus.)
- [17] Tretyakov V.M. Matrix method of structural analysis and synthesis of mechanisms. Modern mechanical engineering: science and education. 2022. pp. 137-150. (rus.)
- [18] Timofeev G.A., Samoilova M.V. Structural analysis of a planetary mechanism with two floating links. News of higher educational institutions. Mechanical engineering. 2017. No. 6 (687). pp. 18-27. (rus.)
- [19] Qu S., Li R., Ma C., Li H. Type synthesis for lowermobility decoupled parallel mechanism with redundant constraints. Journal of mechanical science and technology. 2021. 35 (6). pp. 2657-2666. DOI: 10.1007/s12206-021-0536-x.
- [20] Khudorozhkov S.I., Yurkevich A.V. Theoretical and experimental study of the dynamics of a vehicle with a mechanical continuously variable transmission. Modern mechanical engineering: science and education. 2021. pp. 243-258. (rus.)
- [21] Hassan M.A., Sarhan R.A. Numerical Solution of Forward Kinematics for Parallel Robot. Modern mechanical engineering: science and education. 2018. pp. 208-218.

- [22] Idelchik V.I. Electrical systems and networks. Moskow.: Energoatomizdat, 1989. 592 p. (rus.)
- [23] Alexandrov D.E. Multithreaded servers using event handlers. Intelligent systems. 2013. Volume 17. No. 1-4. pp. 219-223. (rus.)
- [24] Smirnov K.K., Chernyshev G.A. Network and multithreaded aspects of distributed DBMS architecture. Software products and systems. 2011. No. 1. pp. 164-168. (rus.)
- [25] Samy H., Tammam A.L., Fahmy A.L. [et al.]. Enhancing the performance of the blockchain consensus algorithm using multithreading technology. Ain shams engineering journal. 2021, March. 12(07). DOI:10.1016/j.asej.2021.01.019.
- [26] Ilyushin Y., Afanaseva O. Multithreading analysis of seismic data on the hybrid supercomputer. 9th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM2019, Informatics, Geoinformatics and Remote Sensing. 2019. DOI:10.5593/SGEM2019/2.1/S08.126.
- [27] Kryukov V.A. Theory, modeling and synthesis of drives of automatic rotary lines for pressure treatment. Dis....doct. technical sciences. 05.03.05, 05.02.18. Tula, 2000. 424 p. (rus.)
- [28] Vibrations in technology: A Reference book. In 6 vols. Vol. 1. Oscillations of linear systems / Edited by V.V. Bolotin. M.: Mashinostroenie, 1978. 352 p. (rus.)
- [29] Taylor J.I. The Vibration Analysis Handbook. Vibration consultants, 2023. 375 p.
- [30] Weber H.-J., Arfken G.B. Essential Mathematical Methods for Physicists. Academic press, 2002. 932 p.
- [31] Long, D. Fourier Analysis and Other Tools for Electrical Engineers: A Practical Handbook. Brigham Young University, 2021. 130 p.
- [32] Bulatova M.N., Krukov V.A. Mechanical characteristics of rotary machines with crank drive. Proceedings of Tula State University. Technical sciences. 2009. No. 1-1. pp. 48-54. (rus.)
- [33] Bazanova A.P., Krukov V.A. Analysis of power characteristics of technological rotors for pressure treatment. Modern problems of machine theory. 2022. No. 13. pp. 50-54. (rus.)
- [34] Korniyukhin I.F., Krukov V.A., Pashin A.A. Reduction of the level of vibrations of a mechanical system with the same type of effects. Izv. Universities. Mechanical engineering. 1986. No. 6. pp.30-34. (rus.)
- [35] Krukov V.A., Korniyukhin I.F. Drives of automatic rotary and rotary conveyor lines. STIN. 2000. No. 11. pp. 6-10.