

$$\leftarrow x_{2ak} \left\langle \left\{ e^{-\frac{(b_1+b_2)t}{2m_2}} (\sin \omega_{20} t) \frac{1}{\omega_k} [m_2 \omega_{20} \cos Y_{2k} + (b_1 + b_2) \sin Y_{2k}] - \right. \right. \quad (24)$$

$$\left. \left. - \frac{b_1 + b_2}{2\omega_{20}} \sin Y_{2k} \right\} + m_2 e^{-\frac{(b_1+b_2)t}{2m_2}} (\sin Y_{20} t) \cos \omega_{20} t \right\rangle.$$

Итак, получены все составляющие выражения перемещений $x_1(t)$, $x_2(t)$ КС после момента переключения частоты входного силового воздействия $F(t)$, то есть $x_1(t) = (18) + (19) + (20)$; $x_2(t) = (22) = (23) + x_{22}(t) + (24)$.

Если здесь использовать обозначения (25) из [1], то тогда подобно выражению (28) из [1]

$$x_1(t) = A_1 + B_1 e^{-\frac{b_1 t}{2m_1}} (\cos \omega_{10} t + \alpha_1 \sin \omega_{10} t) + C_1 e^{-\frac{b_1 t}{2m_1}} (\cos \omega_1 t + \beta_1 \sin \omega_1 t) -$$

$$- D_1 e^{-\frac{b_1 t}{2m_1}} (\cos \omega_k t + \beta_1 \sin \omega_k t) + E_1 \sin(\omega_1 t + Y_{1k}). \quad (25)$$

$$x_2(t) = A_2 + B_2 e^{-\frac{b_2 t}{2m_2}} (\cos \omega_{20} t + \alpha_2 \sin \omega_{20} t) + C_2 e^{-\frac{b_2 t}{2m_2}} (\cos \omega_2 t + \beta_2 \sin \omega_2 t) -$$

$$- D_2 e^{-\frac{b_2 t}{2m_2}} (\cos \omega_k t + \beta_2 \sin \omega_k t) + E_2 \sin(\omega_2 t + Y_{2k}). \quad (26)$$

В выражениях (25), (26) величины $A_s, D_s, C_s, D_s, E_s, \alpha_s, \beta_s, s = 1, 2$ являются обобщающими и не зависят от времени t . Из этих соотношений видно, что при переключении частот силового воздействия $F(t)$ в КС возникают переходные процессы $x_1(t)$ и $x_2(t)$, обусловленные наличием начальных ненулевых значений $x_1(0), \dot{x}_1(0), x_2(0), \dot{x}_2(0)$ в момент переключения частот. Кроме того, как было отмечено, на переходной процесс в КС существенно влияет АЧХ этой КС при переключении одной частоты на значительно большую, особенно с дорезонансной на резонансную и далее зарезонансную области.

Выводы. Следует отметить следующую особенность в данном исследовании. Определение переходных процессов координат $x_{1k}(t), x_{2k}(t)$ связано с методом качающей частоты, то есть, когда частота входного воздействия $F(t)$ скачками изменяется от ω_1 до ω_2 , далее до ω_3 и т.д. до ω_n . Причем, когда КС переключается с ω_k на ω_l , переходной процесс КС на частоте ω_k еще не окончился. Если же время паузы между переключением такое, что переходные процессы $x_{1k}(t), x_{2k}(t)$ оканчиваются, то тогда расчет их на частоте ω_k осуществлять не надо. При плавном изменении частот, когда время пауз между ω_k и ω_l равно нулю, надо учитывать только амплитуды колебаний, ориентируясь на АЧХ колебательной системы.

Список литературы: 1. Божко А.Е. О процессах при изменении частот колебаний в электромагнитных вибровозбудителях // Доповіді НАНУ, 2006. – № 4. – С. 82-91. 2. Божко А.Е., Голуб Н.М. Динамико-энергетические связи колебательных систем. – Киев: Наук. думка, 1980. – 188 с. 3. Гинзбург С.Г. Методы решения задач по переходным процессам в электрических цепях. – М.: Сов. радио, 1959. – 404 с. 4. Теория электромагнитных вибровозбудителей / Под ред. А.Е. Божко // Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2009. – 436 с.

Поступила в редколлегию 8.07.09

УДК 621.833.6

С.Н. КАВЕЦКИЙ, асп. каф. ТММиСАПР НТУ “ХПИ”,
Т.В. ГЕРЕШ, асс. каф. «Теоретическая механика и машиноведение»,
Харьковский аэрокосмический университет им. Жуковского “ХАИ”

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА $2A - \bar{A}I$ С УЧЕТОМ УГЛОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ С РАДИАЛЬНЫМ ДАЛЬНИМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ САТЕЛИТОВ

У статті показано можливість синтезу планетарних механізмів з двозв'язаними колесами на прикладі планетарного механізму $2A - \bar{A}I$. Одержані генеральні рівняння для визначення чисел зубців зубчастих коліс планетарного механізму $2A - \bar{A}I$. Визначені умови для вибору параметрів синтезу та нерівності, які визначають границі допустимих передаточних відношень.

In the paper the possibility of planetary mechanisms synthesis with double-chained wheels on the example of planetary mechanism $2A - \bar{A}I$ is shown. General equations are got for determination of numbers of indents of toothed wheels of planetary mechanism $2A - \bar{A}I$. Conditions for the choice of synthesis parameters and inequalities for boundaries of possible transmission relations are determined.

Введение. Синтез планетарных механизмов с разными углами зацепления пар зубчатых колес, входящих в его состав, дает возможность значительно расширить пределы передаточных отношений и получить дополнительные комбинации чисел зубьев при прочих равных условиях. Для планетарных механизмов с двузв'язными колесами порядок проведения синтеза усложняется,

так как появляются дополнительные условия, что приводит к неоднозначности выбора параметров синтеза. Поэтому необходимо определить пределы изменения параметров синтеза, а также их взаимосвязь друг с другом.

Основная часть. Для вывода генеральных уравнений воспользуемся следующими условиями: соосности, сборки, передаточного отношения и соседства. Запишем условия передаточного отношения и сборки для схемы $2A - \bar{AI}$ (рис. 1) [1]:

$$\begin{cases} \frac{Z_1}{k} \left(1 - \frac{Z_3 Z_5}{Z_1 Z_4} \right) + \frac{Z_3}{Z_4} P = N, & \text{условие сборки;} \\ i_{1H}^5 = 1 - \frac{Z_3 Z_5}{Z_1 Z_4}, & \text{условие передаточного отношения.} \end{cases}$$

Учитывая формулу для передаточного отношения, условие сборки можно переписать в виде:

$$\begin{cases} \frac{Z_1}{k} i_{1H}^5 + \frac{Z_3}{Z_4} P = N, & \text{условие сборки;} \\ i_{1H}^5 = 1 - \frac{Z_3 Z_5}{Z_1 Z_4}, & \text{условие передаточного отношения.} \end{cases} \quad (1)$$

С учетом углов зацепления в первой и второй ступенях условие соосности в общем виде для дальнего радиального расположения сателлитов будет иметь вид:

$$a_{12} + a_{23} = a_{45}.$$

Используя формулу для определения межосевого расстояния, получим:

$$m_{12} \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_{w_{12}}} + m_{23} \frac{Z_2 + Z_3}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_{w_{23}}} = m_{45} \frac{Z_5 - Z_4}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_{w_{45}}}.$$

Следовательно, условие соосности можно представить в виде:

$$Z_1 + Z_2 + (Z_2 + Z_3)C_1 = (Z_5 - Z_4)\lambda_{34}C_2, \quad (2)$$

$$\text{где } C_1 = \frac{\cos \alpha_{w_{12}}}{\cos \alpha_{w_{23}}} \text{ и } C_2 = \frac{\cos \alpha_{w_{12}}}{\cos \alpha_{w_{45}}}.$$

Используя выражения (1), получают уравнения для определения чисел зубьев колес Z_1 и Z_5 [1]:

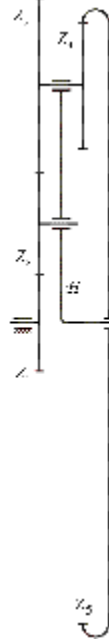


Рис. 1

$$Z_1 = k \frac{N - x_{34}P}{i_{1H}^4}, \quad Z_5 = Z_1 \frac{1 - i_{1H}^5}{x_{34}}, \quad (3)$$

где $x_{34} = \frac{Z_3}{Z_4}$ – параметр синтеза.

Числа зубьев колес Z_2 и Z_3 связаны между собой параметром y [1]:

$$Z_3 = yZ_2. \quad (4)$$

Следовательно, число зубьев колеса Z_4 будет равно:

$$Z_4 = Z_2 \frac{y}{x_{34}}. \quad (5)$$

Получим уравнение для определения чисел зубьев зубчатого колеса Z_2 . Используя условие соосности (2), подставив ранее найденные Z_3 , Z_4 и Z_5 , получим:

$$Z_1 + Z_2 + (Z_2 + yZ_2)C_1 = \left(Z_1 \frac{1 - i_{1H}^5}{x_{34}} - Z_2 \frac{y}{x_{34}} \right) \lambda_{34} C_2.$$

Выражая Z_2 , получим:

$$Z_2 = \frac{\lambda_{34} C_2 (1 - i_{1H}^5) - x_{34}}{x_{34} + C_1 x_{34} (1 + y) + C_2 \lambda_{34} y} Z_1. \quad (6)$$

Параметры C_1 и C_2 можно принимать в пределах $[0,8...1,2]$, в этом случае угол зацепления зубчатой пары первой ступени будет изменяться в пределах $[20^\circ...44^\circ]$ и для второй ступени в пределах $[40^\circ...20^\circ]$ [2].

Получим неравенства, определяющие область существования планетарного механизма $2A - \bar{AI}$.

Так как число зубьев колес больше нуля, то из уравнений (6) и (3) можно сделать вывод, что должны выполняться условия:

$$\begin{cases} 1 - i_{1H}^5 > 0; \\ \frac{\lambda_{34} C_2 (1 - i_{1H}^5) - x_{34}}{x_{34} + C_1 x_{34} (1 + y) + C_2 \lambda_{34} y} > 0. \end{cases} \quad (7)$$

Откуда получим

$$\begin{cases} i_{1H}^5 < 1; \\ \lambda_{34} C_2 (1 - i_{1H}^5) - x_{34} > 0. \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} i_{1H}^5 < 1; \\ i_{1H}^5 < 1 - \frac{x_{34}}{\lambda_{34} C_2}. \end{cases}$$

Так как $\frac{x_{34}}{\lambda_{34}C_2} > 0$, то $1 - \frac{x_{34}}{\lambda_{34}C_2} < 1$. Следовательно, решение системы

будет совпадать с решением неравенства:

$$i_{1H}^5 < 1 - \frac{x_{34}}{\lambda_{34}C_2}. \quad (8)$$

Определим верхний предел по передаточному отношению. Рассмотрим условие соседства для механизма $2A - AI$:

$$\begin{cases} (Z_1 + Z_2) \sin(\pi/k) \geq Z_2 + 2; \\ (Z_1 + 2Z_2 + Z_3) \sin(\pi/k) \geq Z_3 + 2; \\ (Z_5 - Z_4) \sin(\pi/k) \geq Z_4 + 2. \end{cases} \quad (9)$$

Рассмотрим первое уравнение системы (9). Подставляя уравнение для определения числа зубьев Z_2 , получим:

$$\left(Z_1 + \frac{\lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5) - x_{34}}{x_{34} + C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y} Z_1 \right) \cdot \sin \frac{\pi}{k} \geq \frac{\lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5) - x_{34}}{x_{34} + C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y} Z_1 + 2.$$

Разделив обе части на Z_1 , получим:

$$\frac{C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y + \lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5)}{x_{34} + C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y} Z_1 \cdot \sin \frac{\pi}{k} \geq \frac{\lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5) - x_{34}}{x_{34} + C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y} Z_1 + \frac{2}{Z_1}.$$

При синтезе планетарных механизмов рекомендуется выбирать число зубьев $Z_1 \geq 18$, следовательно, выполняется отношение $2/Z_1 \leq 1/9$. При этом максимальное значение достигается для $Z_1 = 18$, а в случае других значений – значительно меньше.

На практике выбор передаточного отношения на границе пределов его изменения для проведения синтеза планетарного механизма нежелателен. Следовательно, для оценки пределов передаточного отношения слагаемым $2/Z_1$ можно пренебречь. Тогда неравенство примет вид:

$$\frac{C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y + \lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5)}{x_{34} + C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y} \sin(\pi/k) > \frac{\lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5) - x_{34}}{x_{34} + C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y}.$$

Учитывая, что $x_{34} + C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y > 0$, получим:

$$(C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y + \lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5)) \sin(\pi/k) > \lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5) - x_{34}.$$

Выражая передаточное отношение i_{1H}^5 , получим:

$$i_{1H}^5 < \frac{\lambda_{34}C_2 - x_{34} - (C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y + \lambda_{34}C_2) \sin(\pi/k)}{\lambda_{34}C_2(1 - \sin(\pi/k))}. \quad (10)$$

Из второго уравнения системы (9) после подстановки генеральных уравнений (3), (4), (6) получим неравенство

$$Z_1 \left(1 + \frac{\lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5) - x_{34}}{x_{34} + C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y} (2+y) \right) \sin \frac{\pi}{k} \geq Z_1 y \frac{\lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5) - x_{34}}{x_{34} + C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y} + 2,$$

из которого аналогично предыдущему неравенству получим:

$$\left(1 + \frac{\lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5) - x_{34}}{x_{34} + C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y} (2+y) \right) \sin \frac{\pi}{k} > y \frac{\lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5) - x_{34}}{x_{34} + C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y},$$

или

$$(x_{34} + C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y + (\lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5) - x_{34})(2+y)) \sin \frac{\pi}{k} > y(\lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5) - x_{34}).$$

Откуда выражая передаточное отношение i_{1H}^5 , получим неравенство:

$$i_{1H}^5 > \frac{y(\lambda_{34}C_2 - x_{34}) - (C_1x_{34}(1+y) + 2C_2\lambda_{34}y + \lambda_{34}C_2 - x_{34} - x_{34}y) \sin(\pi/k)}{y\lambda_{34}C_2 - (2+y)\lambda_{34}C_2 \sin(\pi/k)}. \quad (11)$$

Из третьего уравнения системы (9) после подстановки генеральных уравнений (3), (5), (6) получим неравенство:

$$\begin{aligned} Z_1 \left(\frac{1-i_{1H}^5}{x_{34}} - \frac{\lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5) - x_{34}}{x_{34} + C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y} \cdot \frac{y}{x_{34}} \right) \sin(\pi/k) &\geq \\ &\geq Z_1 \frac{\lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5) - x_{34}}{x_{34} + C_1x_{34}(1+y) + C_2\lambda_{34}y} \cdot \frac{y}{x_{34}} + 2, \end{aligned}$$

из которого аналогично предыдущему неравенству следует:

$$((1-i_{1H}^5)(x_{34} + C_1x_{34}(1+y)) - yx_{34}) \sin(\pi/k) > (\lambda_{34}C_2(1-i_{1H}^5) - x_{34})y.$$

Выражая передаточное отношение i_{1H}^5 , получим неравенство:

$$i_{1H}^5 < \frac{(1-y + C_1(1+y))x_{34} \sin(\pi/k) + \lambda_{34}C_2y - x_{34}y}{(1 + C_1(1+y))x_{34} \sin(\pi/k) - y\lambda_{34}C_2}. \quad (12)$$

Совместное рассмотрение неравенств (8), (10)-(12) определяет условия существования планетарного механизма $2A - AI$.

Общие выводы. В результате проведенных исследований

- показана возможность синтеза планетарных механизмов с

парами двусвязных и несвязных колес с учетом корректировки углов зацепления на примере механизма $2A-\bar{A}I$;

- получены генеральные уравнения для определения чисел зубьев планетарного механизма $2A-\bar{A}I$ с учетом корректировки углов зацепления на этапе синтеза механизма;
- для каждого сочетания параметров синтеза получены условия определения пределов возможных передаточных отношений проектируемого механизма.

Синтез планетарного механизма $2A-\bar{A}I$, проведенный с использованием генеральных уравнений (3)-(6), дает возможность получить дополнительные комбинации чисел зубьев, которые нельзя получить с помощью генеральных уравнений, приведенных в [1].

Список литературы: 1. *Ткаченко В.А.* Планетарные механизмы (оптимальное проектирование). – Харьков: Издательский центр ХАИ, 2003. – 446 с. 2. *Кавецкий С.Н., Гереш Т.В.* Зависимость углов зацепления зубчатых пар планетарных механизмов со связанными и несвязанными колесами // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиностроение и САПР. – 2008. – № 2. – С.115-120.

Поступила в редколлегию 25.09.2009

УДК 621.002.5

В.И.КОХАНОВСКИЙ, канд. техн. наук, рук. CAD/CAM-группы «R&D Центра» АО «У.П.Э.К.», г. Харьков,
О.В.КОХАНОВСКАЯ, науч. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

ПРОБЛЕМЫ ВЫБОРА КОМПЛЕКСНОЙ СИСТЕМЫ КЛАССА CAD/CAM/CAE/CAPP/PDM/PLM НА МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОМ ПРЕДПРИЯТИИ

Мета статті полягає у розробці рекомендацій для вибору концепції комплексної системи автоматизації машинобудівного підприємства на основі аналізу існуючого програмного забезпечення інтегрованих систем класу CAD/CAM/CAE/CAPP/PDM/PLM.

The purpose of this paper consists in development of recommendations for the choice of conception of

the comprehensive system of machine-building enterprise automation on the basis of analysis of existent software of the integrated systems of CAD/CAM/CAE/CAPP/PDM/PLM -class.

1. Состояние вопроса и постановка задачи. Необходимость широкого применения на производстве САД-систем (Computer Aided Design - автоматизированное проектирование), или систем САПР, уже давно не вызывает сомнений у специалистов, однако в современных условиях на первый план выходит *комплексная* автоматизация, которая пришла на смену простой автоматизации рабочих мест. Причина кроется в необходимости сокращения производственных циклов по выпуску новых изделий, т.к. при усиливающейся конкуренции необходимо оперативно решать вопросы расширения и изменения номенклатуры выпускаемой продукции [1]. Необходим последовательный процесс проектирования, составляющий цепочку «конструктор – технолог – снабженец – экономист» и т.д., преобразовать в параллельный. Основу этого процесса составляет создаваемая конструкторами объемная электронная модель изделия, т.н. цифровой прототип, на базе которой и организуется сквозная технология проектирования. С ее помощью удастся сократить количество ошибок, снизить число физических опытных образцов, уменьшить производственные затраты и ускорить выпуск продукта на рынок. Объемная модель изделия используется одновременно и в системах подготовки производства, которые автоматически создают программы для станков с ЧПУ. С ее помощью удобно разрабатывать техническую документацию, материалы для маркетинговых исследований и презентаций [2]. Следует, однако, отметить, что системы САПР остаются по-прежнему основным инструментом автоматизации конструкторских и технологических служб предприятий [1].

Итак, период применения «лоскутных» технологий завершился, и на его смену пришел период внедрения комплексных сквозных систем автоматизации предприятий класса CAD/CAM/CAE/CAPP/PLM/ERP.

В настоящее время имеются необходимые и достаточные условия для успешного внедрения комплексных систем автоматизации (КСА). Действительно, с одной стороны – стремительный рост производительности персональных компьютеров обеспечили материальную базу внедрения КСА. С другой стороны – на рынке программного обеспечения (ПО) появились комплексные решения для автоматизации машиностроительного предприятия или индустриальной группы предприятий, которые имеют единую среду функционирования входящих в них систем класса CAD/CAM/CAPP/CAE/PLM/ ERP.

После принятия решения руководством предприятия о внедрении КСА возникает сложный вопрос выбора концепции (платформы) ПО комплексной системы из ряда существующих. От правильного выбора фактически зависит развитие предприятия на ближайшие 10 лет.

Цель данной статьи состоит в выработке рекомендаций для выбора концепции КСА машиностроительного предприятия на основе анализа существующего ПО интегрированных систем класса CAD/CAM/ CAPP/CAE/PLM/ERP.

2. Обзор и анализ существующих САД-систем. Традиционно системы