вать требования к системам управления и охлаждения.

Список литературы: **1.** Современные танки / *Под ред. Б.С. Сафонова и В.И. Мураховского* – М.: "Арсенал-Пресс", 1995. – 320с. **2.** Объект 434. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Кн.1 и 2. – М.: Воениздат, 1986. – 424с. **3.** Быстроходный танковый двигатель 5ТДФ. – М.: Военное издательство Министерства обороны СССР, 1970. – 184с. **4.** *Чернышев В.Л, Рагулин С.В.*. Информационная технология "Gill" и ее применение в создании подвижных комплексов вооружения: www.btvt.narod.ru/1/gill/gill.htm **5.** *Чернышев В.Л.* Проект "ЭТА". Электромеханическая трансмиссия перспективного советского танка "Молот" (изд. 477). www.btvt.narod.ru/raznoe/eta.htm **6.** *Белоутов Г.С.* Метод математического моделирования переходных процессов в транспортных гусеничных машинах // Вестник бронетанковой техники. – 1975. – №5. – С.22-24. **7.** *Аппель П.* Теоретическая механика. Т.2. – М.: Изд. Физико-математической литературы, 1960. – 487с.

Поступила в редколлегию 18.04.2013

УДК 629.1.032.001.24

Исследование динамики силовой передачи танка Т-64А в режимах разгона и торможения на сухой грунтовой дороге / В.Л. Чернышев, Ю.А. Остапчук, А.А. Шипулин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.157-167. – Бібліогр.: 7 назв.

У статті розглядається динаміка перехідних процесів в силовій передачі танка Т-64А в режимі розгону і гальмування на рівній горизонтальній грунтовій дорозі. Аналітичне моделювання здійснюється методом динамічного стану. Приведені результати роботи дизеля 5ТДФ, всережимного регулятора і бортової коробки передач (трансмісії). Показані закони зміни кутових швидкостей елементів трансмісії та обертових моментів, що діють на сонячні шестерні планетарних рядів, як функцій часу.

Ключові слова: танк, двигун, трансмісія, фрикційні пристрої, планетарні передачі, динаміка, обертові моменти.

The article takes up the issues of dynamic of transient processes in power transmission of T-64A battle tank in acceleration and braking modes on horizontal dirt road. Analytic simulation is realized by dynamic state method. The results of 5TDF diesel, all-range regulator and transmission performance are presented. The principles of rotational speed changes and motive force of transmission elements interaction with center gear and planetary gear sets are shown as time-varying function.

Keywords: tank, diesel, transmission, planetary gear, dynamic.

УДК 621.833.6

А.В. ШЕХОВ, старший научный сотрудник НАКУ "ХАИ", Харьков;
В.Н. ПАВЛЕНКО, д.т.н, доц., заведующий каф. НАКУ "ХАИ"

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ОПТИМАЛЬНОЙ ПО МАССЕ КОНСТРУКЦИИ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ТИПА $n \times \mathbf{AI}$ ПРИ ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ

Рассмотрена методика определения несущей способности оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма с учетом условий изгибной прочности.

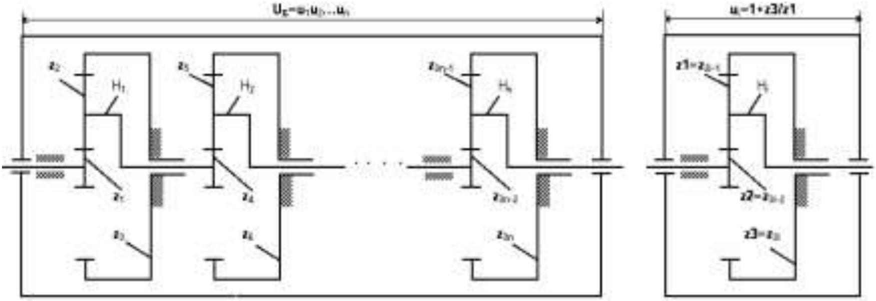
Ключевые слова: планетарный механизм, несущая способность, изгибная прочность.

Постановка проблемы. Практика создания авиационных приводов на базе многоступенчатых планетарных механизмов показывает, что не всегда конструкция такого механизма, имеющего наименьшею массу, по несущей способности является оптимальной или даже допустимой. В этой связи получение оценки несущей способности конструкции механизма, которая имеет минимальную массу, представляет особый интерес.

Анализ литературы. Минимизации массы планетарных механизмов посвящено достаточно много работ, в частности [1-5]. Однако в этих работах не рассматриваются вопросы оценки несущей способности этих механизмов применительно к их оптимальным конструкциям. В работе [6] приводится методика оценка несущей способности оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ при контактной прочности.

Цель статьи. Разработка методики оценки несущей способности оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ при изгибной прочности.

Содержание исследований. На рисунке 1 представлена схема многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \mathbf{AI}$. Сквозная нумерация всех зубчатых колес механизма показана на рисунке 1,а. Локальная (в пределах одной ступени) нумерация зубчатых колес приведена на рисунке 1,б.



а б

Рисунок 1 – Схема многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{\mathbf{AI}}$:
а – сквозная нумерация всех зубчатых колес; б – локальная нумерация

Суммарная масса M_Σ многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ определяется в виде следующей суммы,

$$M_\Sigma = M_1 + M_2 + \ldots + M_n = \sum_{i=1}^{n} M_i \,, \tag{1}$$

где M_i – масса i-й ступени механизма; n – число ступеней механизма.

С учетом допущений, которые приведены в работах [1-4], масса M_i отдельной ступени механизма может быть вычислена по формуле

$$M_i = \frac{\pi \rho_{3i-2}}{4} b_{3i-2} d_{3i-2}^2 \left(1 + k_i \left(\frac{u_i - 2}{2} \right)^2 + n_{Mi} \frac{u_i^2}{4} \right), \tag{2}$$

где ρ_{3i-2} , b_{3i-2} , d_{3i-2} – плотность материала, ширина венца и диаметр делительной окружности центрального зубчатого колеса z_{3i-2} ; k_i – число сателлитов ступени; n_{Mi} – коэффициент приведения масс корпуса, водила и неподвижного зубчатого колеса к массе условного диска, принятый для ступени; u_i – передаточное отношение ступени.

Подставив (2) в (1) и вынося за скобки общий множитель $\pi \rho_1 b_1 d_1^2 / 4$, получим

$$M_\Sigma = \frac{\pi \rho_1}{4} b_1 d_1^2 \left(A_1 + \sum_{i=2}^{n} A_i B_i \right), \tag{3}$$

где $A_i = 1 + S_i\left(\frac{u_i - 2}{2}\right)^2 + n_{Mi}\frac{u_i^2}{4}$; $B_i = \frac{\rho_{3i-2} b_{3i-2} d_{3i-2}^2}{\rho_1 b_1 d_1^2}$ – безразмерные коэффициенты.

Соотношение (3) можно записать другим образом, а именно

$$M_\Sigma = \frac{\pi \rho_{3n-2}}{4} b_{3n-2} d_{3n-2}^2 \left(\sum_{i=1}^{n-1} A_i B_i + A_n \right), \tag{4}$$

где $B_i = (\rho_{3i-2} b_{3i-2} d_{3i-2}^2) / (\rho_{3n-2} b_{3n-2} d_{3n-2}^2)$ – безразмерный коэффициент.

Различие приведенных формул состоит только в том, что в них по-разному вычисляются коэффициенты B_i. Формулу (4) предпочтительнее использовать применительно к так называемым силовым механизмам. В этом случае самой нагруженной ступенью механизма будет его последняя ступень. Соответственно формулу (3), как правило, используют в случае так называемых кинематических механизмов.

Часто при конструировании многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \mathbf{AI}$, исходя из технологических и экономических соображений, принимают равные модули и ширины венцов, а также одинаковые материалы зубчатых колес отдельных ступеней. Такой подход обеспечивает выполнение условия для коэффициентов B_i=1. При этом прочность механизма достигается за счет величины $b_1 d_1^2$ или $b_{3n-2} d_{3n-2}^2$.

Предварительно исследуем несущую способность одной ступени механизма, масса которой будет минимальной. Подставляем в соотношение (2) значение i=1. Записываем условие изгибной прочности для центрального зубчатого колеса z_1 в виде [3]

$$b_1 d_1^2 \geq \frac{2T_{вых} (\Omega_F)_1 (K_{F\beta} K_{Fv})_1 (Y_{FS})_1 z_1}{U_\Sigma k_1 (\sigma_{FP})_1}. \tag{5}$$

Обозначения величин, приведенных в этой формуле, такое же, как и в работе [4]. Нижний индекс 1 означает принадлежность к первой ступени механизма.

Как и в работе [4], введем коэффициент массы при расчете на изгибную прочность

$$C_F = \frac{\pi \rho_1}{4} \frac{2T_{вых} (\Omega_F)_1 (K_{F\beta} K_{Fv})_1 (Y_{FS})_1}{(\sigma_{FP})_1}. \tag{6}$$

Для механизма с одной ступенью n=1 имеем $U_\Sigma = u_1$ и $T_{вых} / U_\Sigma = T_1$.

С учетом (6) выражение (2) запишем в безразмерном виде

$$\overline{M}_{F1} = \frac{M_1}{C_F} = z_1 \frac{A_1}{k_1 u_1} = z_1 \frac{1 + k_1\left(\frac{u_1 - 2}{2}\right)^2 + n_{M1}\frac{u_1^2}{4}}{k_1 u_1}. \tag{7}$$

Соотношение (7) – аналог массы планетарного механизма типа $\overline{AI}$ при расчете на изгибную прочность. Аналог массы или безразмерная масса $\overline{M}_{F1}$ является функцией передаточного отношения механизма u_1, т.е. $\overline{M}_{F1} = \overline{M}_{F1}(u_1)$.

Оптимальное значение передаточного отношения u_{opt1}, при котором масса планетарного механизма типа $\overline{AI}$ будет минимальной, находим из решения уравнения $\partial \overline{M}_{F1} / \partial u_1 = 0$. Это уравнение имеет два корня, которые вычисляются по формуле

$$(u_1)_{1,2} = \pm \frac{2\sqrt{(k_1+1)(k_1+n_{M_1})}}{k_1+n_{M_1}}. \tag{8}$$

Из двух корней, определяемых из формулы (8), следует выбрать тот, при котором значение аналога массы $\overline{M}_{F1}$ будет положительным. В нашем случае получим

$$u_{opt1} = \frac{2\sqrt{(k_1+1)(k_1+n_{M_1})}}{k_1+n_{M_1}}. \tag{9}$$

Для значений $k_1 = 3$ и $n_{M1} = 7$ оптимальное значение передаточного отношения механизма типа $n \times \overline{\mathbf{AI}}$ с одной ступенью равно u_{opt1} =1,265.

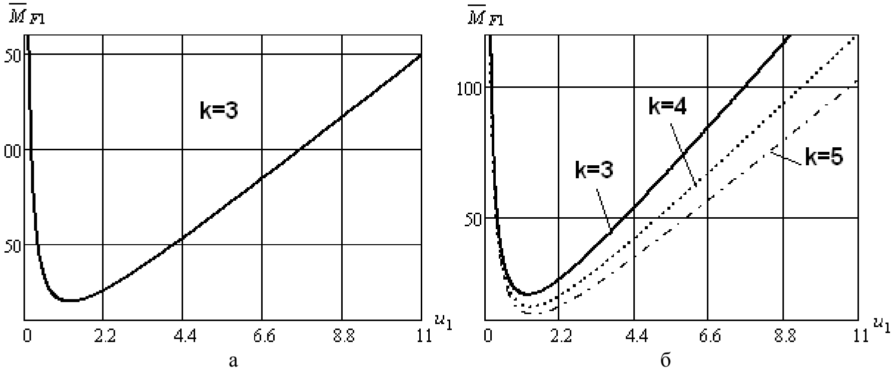
Общий вид функции $\overline{M}_{F1}$ приведен на рисунке 2,а, а на рисунке 2,б показан график аналога массы $\overline{M}_{F1}$ в диапазоне реальных передаточных отношений u_1 при различном числе сателлитов k_1. Графики построены при значении параметра $n_{M1} = 7$.

Анализ зависимости (7) показывает следующее. Во-первых, существует оптимальный диапазон передаточного отношения u_1, для которого значение аналога массы $\overline{M}_{F1}$ будет наименьшим. Во-вторых, с увеличением числа сателлитов k_1 снижается значение минимума аналога массы $\overline{M}_{F1}$.

Для оценки несущей способности одной ступени механизма с передаточным отношением $u_1 = u_{opt1}$ перепишем условие (5) к виду

$$[T_{вых}]_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{b_1 d_1^2 k_1 (\sigma_{FP})_1 u_{opt1}}{(K_{F\beta} K_{Fv})_1 (\Omega_F)_1 (Y_{FS})_1 z_1}. \tag{10}$$

Соотношение (10) определяет допустимую величину момента $[T_{вых}]_1$, действующего на выходе механизма типа $n \times \overline{\mathbf{AI}}$ с одной ступенью, имеющего минимальную массу. При этом значения коэффициентов $K_{F\beta}$ и K_{Fv} должны соответствовать требуемой степени нагруженности внешнего зацепления планетарной ступени.



а б

Рисунок 2 – График функции аналога массы $\overline{M}_{F1}$:

а – общий вид функции; б – при различном числе сателлитов

Для механизма с двумя ступенями (n=2) аналог массы $\overline{M}_{F2}$ определяется по формуле

$$\overline{M}_{F2}=\frac{M_1+M_2}{C_F}=\frac{z_1}{k_1U_\Sigma}\left(A_1+A_2B_2\right). \qquad (11)$$

В формуле (11) коэффициенты A_1, A_2 и B_2 вычисляются, как и в формуле (3).

Принимаем условие B_2=1, тогда получим

$$\overline{M}_{F2}=\frac{z_1}{k_1U_\Sigma}\left(A_1+A_2\right). \qquad (12)$$

Подобно безразмерной массе $\overline{M}_{F1}$ безразмерная масса (12) тоже является функцией передаточных отношений отдельных ступеней механизма u_1 и u_2, т.е. $\overline{M}_{F2}=\overline{M}_{F2}(u_1,u_2)$. Но из двух передаточных отношений только одно есть независимой величиной, а второе определяется из условия обеспечения общего передаточного отношения механизма $U_\Sigma=u_1u_2$. Поэтому, функция $\overline{M}_{F2}(u_1,u_2)$ есть функция одной независимой величины, например, передаточного отношения u_1.

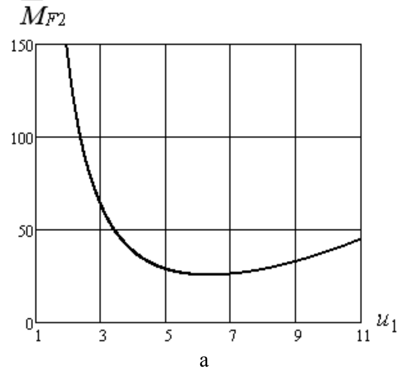
Оптимальное распределение передаточных отношений u_{opti} по ступеням механизма определяется решением следующей системы уравнений:

$$\left.\begin{aligned}&\partial\overline{M}_{F2}/\partial u_1=0;\\&u_2=U_\Sigma/u_1.\end{aligned}\right\}. \qquad (13)$$

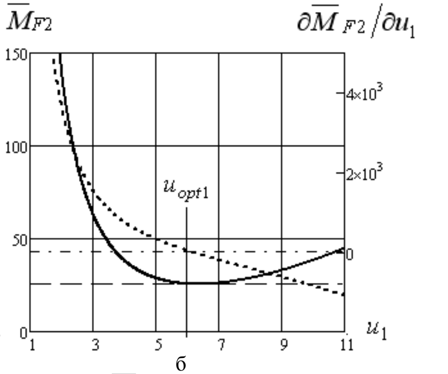
После подстановки второго уравнения в первое, система (13) будет иметь вид

$$\left(k_1+n_{M_1}\right)u_1^4-\left(4k_1+4k_2+8\right)u_1^2+4U_\Sigma k_2u_1-\left(k_2+n_{M_2}\right)U_\Sigma^2=0. \qquad (14)$$

Решение уравнения (14) находим численным способом. Например, если $k_1=k_2=3$, $n_{M_1}=n_{M_2}=7$ и $U_\Sigma=40$, то u_{opt1}=6,145 и u_{opt2}=6,509. Вид зависимости $\overline{M}_{F2}=\overline{M}_{F2}(u_1,u_2)=M_{F2}(u_1,U_\Sigma/u_1)$ показан на рисунке 3,а. Графическое решение уравнения (14) приведено на рисунке 3,б.



а



б

Рисунок 3 – График функции аналога массы $\overline{M}_{F2}$. Случай, когда B_2=1:
а – общий вид функции; б – графическое решение

Соотношение (12) было получено при следующих конструктивных ограничениях $\rho_1 = \rho_4$, $b_1 = b_4$ и $d_1 = d_4$. При этом изгибная прочность зубчатых колес обеспечивается за счет выбора величины $b_1 d_1^2$ из условия (5), в котором надо подставить $u_1 = u_{opt1}$ и $U_\Sigma = u_{opt1} u_{opt2}$.

Требование B_2=1 означает, что должно выполняться следующее условие,

$$\frac{\rho_4 b_4 d_4^2}{\rho_1 b_1 d_1^2} = \frac{k_1 \left(K_{F\beta} K_{Fv} Y_{FS} \Omega_F\right)_4 \left(\sigma_{FP}\right)_1 z_4}{k_2 \left(K_{F\beta} K_{Fv} Y_{FS} \Omega_F\right)_1 \left(\sigma_{FP}\right)_4 z_1} u_1 = 1. \qquad (15)$$

Здесь учтено, что материалы (плотность ρ) зубчатых колес обеих ступеней выбраны одинаково.

Рассмотрим случай, когда приняты условия $k_1 = k_2 = k$, $n_{M1} = n_{M4} = n_M$, $\Omega_{F1} = \Omega_{F4} = \Omega_F$. Тогда соотношение (15) примет вид

$$\frac{b_4 d_4^2}{b_1 d_1^2} = \frac{\left(K_{F\beta} K_{Fv} Y_{FS}\right)_4 \left(\sigma_{FP}\right)_1 z_4}{\left(K_{F\beta} K_{Fv} Y_{FS}\right)_1 \left(\sigma_{FP}\right)_4 z_1} u_1 = 1. \qquad (16)$$

Итак, соотношения (15)-(16) позволяют конструктору выбрать такие параметры конструкций зубчатых колес обеих ступеней механизма, при которых его масса будет наименьшей для требуемой степени нагруженности зубчатых зацеплений. При этом оптимальные значения передаточных отношений двух ступеней определяются решением системы уравнений (13).

Заметим, что механизм, для которого коэффициент B_2=1, считается кинематическим.

Несущая способность двухступенчатого кинематического механизма с передаточным отношением $U_\Sigma = u_{opt1} u_{opt2}$ определяется по формуле

$$\left[T_{вых}\right]_2^{II} = \frac{1}{2} \frac{b_1 d_1^2 k_1 \left(\sigma_{FP}\right)_1 u_{opt1} u_{opt2}}{\left(K_{F\beta} K_{Fv} Y_{FS} \Omega_F\right)_1 z_1}. \qquad (17)$$

В случае, когда коэффициент $B_2 \neq 1$, исследуемый механизм относится к так называемым силовым механизмам. Исследуем для этого случая зависимость (11).

Для начала введем коэффициент разнопрочности зацеплений Π_{2F} при расчете на изгибную прочность

$$\Pi_{2F} = \frac{\left(K_{F\beta} K_{Fv} \Omega_F Y_{FS}\right)_4}{\left(K_{F\beta} K_{Fv} \Omega_F Y_{FS}\right)_1} \cdot \frac{\left(\sigma_{FP}\right)_1}{\left(\sigma_{FP}\right)_4}. \qquad (18)$$

С учетом формулы (18) получим следующее определение коэффициента B_2,

$$B_2 = \frac{\rho_4 b_4 d_4^2}{\rho_1 b_1 d_1^2} = \frac{\rho_4}{\rho_1} \cdot \frac{k_1}{k_2} \cdot \Pi_{2F} \cdot \frac{z_4}{z_1} \cdot u_1. \qquad (19)$$

Приняв условие $\rho_1 = \rho_4 = \rho$, получим следующее значение коэффициента B_2,

$$B_2 = \frac{\rho_4 b_4 d_4^2}{\rho_1 b_1 d_1^2} = \frac{k_1}{k_2} \cdot \Pi_{2F} \cdot \frac{z_4}{z_1} u_1. \qquad (20)$$

Подставив соотношение (19) или (20) в зависимость (11), получим целевую функцию – аналог массы $\overline{M}_{F2}(u_1, u_2)$, минимум которой находится решением системы уравнений типа (13). Решение этой системы уравнений заменяется решением одного уравнения следующего вида

$$2k_2 z_1\left(k_1 + n_{M_1}\right)u_1^3 + 4k_1\left(z_4\Pi_{2F} - k_2 z_1 + z_4 k_2\Pi_{2F}\right)u_1^2 - k_1 z_4 U_\Sigma^2\Pi_{2F}\left(k_2 + n_{M_2}\right) = 0\,. \quad (21)$$

Уравнение (21) решается с применением формулы Кардано. Оно имеет три корня – один действительный и два комплексно сопряженных. Значение действительного корня (положительного) принимают как искомое значение оптимального передаточного отношения первой ступени $u_1 = u_{opt1}$. Оптимальное значение передаточного отношения второй ступени будет равно $u_2 = u_{opt2} = U_\Sigma / u_{opt1}$.

Несущая способность двухступенчатого силового механизма может быть определена двумя способами.

По первому способу – из условия изгибной прочности центрального зубчатого колеса z_1 первой ступени, имеем

$$\left[T_{вых}\right]_2^I = \frac{1}{2}\frac{b_1 d_1^2 k_1\left(\sigma_{FP}\right)_1 u_1 u_2}{\left(K_{F\beta}K_{Fv}Y_{FS}\Omega_F\right)_1 z_1}\,. \quad (22)$$

По второму способу – из условия изгибной прочности центрального зубчатого колеса z_4 второй ступени, получим

$$\left[T_{вых}\right]_2^{II} = \frac{1}{2}\frac{b_4 d_4^2 k_2\left(\sigma_{FP}\right)_4 u_2}{\left(K_{F\beta}K_{Fv}Y_{FS}\Omega_F\right)_4 z_4}\,. \quad (23)$$

Определим отношение несущих способностей, вычисленных двумя способами,

$$\frac{\left[T_{вых}\right]_2^{II}}{\left[T_{вых}\right]_2^{I}} = \frac{b_4 d_4^2}{b_1 d_1^2}\cdot\frac{\dfrac{\rho_4}{\rho_1}}{\dfrac{\rho_4}{\rho_1}\cdot\dfrac{k_1}{k_2}\cdot\dfrac{z_4}{z_1}\cdot u_1\cdot\Pi_{2F}} = B_2\cdot\frac{1}{B_2} = 1\,. \quad (24)$$

Таким образом, результат (24) показал то, что и требовалось. Изгибная прочность механизма или его несущая способность может быть обеспечена за счет выбора соответствующих параметров, как первой, так и второй ступеней соответственно.

Полагая материал всех зубчатых колес одинаковым ($\rho_1 = \rho_4 = \rho$), из условия равнопрочности внешних зацеплений ступеней механизма ($\Pi_{2F} = 1$) получим следующую формулу,

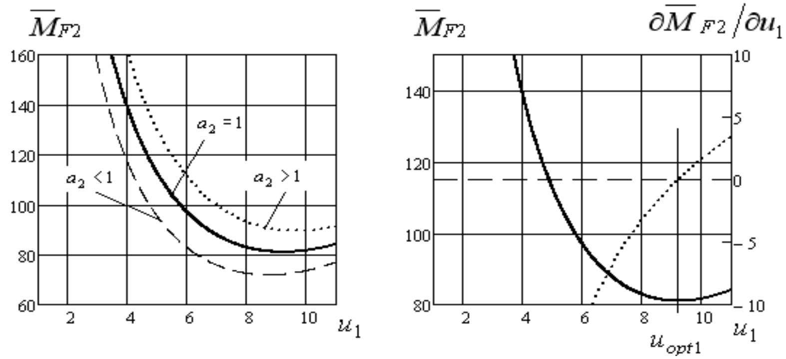
$$B_2 = \frac{z_4}{z_1}u_1 = a_2 u_1\,, \quad (25)$$

где $a_2 = z_4 / z_1$.

С учетом соотношения (25) аналог массы $\overline{M}_{F2}$ двухступенчатого механизма типа $n\times\overline{\mathbf{AI}}$ будет определяться по формуле

$$\overline{M}_{F2} = \frac{z_1}{k_1 U_\Sigma}\left(A_1 + A_2 B_2\right) = \frac{z_1}{k_1 U_\Sigma}\left(A_1 + A_2 a_2 u_1\right). \quad (26)$$

Например, если $k_1 = k_2 = 3$, $n_{M_1} = n_{M_2} = 7$, $z_1 = z_4 = 18$ и $U_\Sigma = 40$, то u_{opt1} =9,217 и u_{opt2}=4,34. Вид зависимости $\overline{M}_{F2} = \overline{M}_{F2}(u_1, u_2) = M_{F2}(u_1, U_\Sigma / u_1)$ и графическое решение уравнения $\partial \overline{M}_{F2}(u_1, U_\Sigma / u_1) / \partial u_1 = 0$ показаны на рисунке 4.



а б

Рисунок 4 – График функции аналога массы $\overline{M}_{F2}$. Случай, когда $B_2 \neq 1$:
а – общий вид функции; б – графическое решение

На основе исследования целевой функции $\overline{M}_{F2}(u_1, u_2)$ двухступенчатого силового механизма типа $n \times \overline{\mathbf{AI}}$ можно сделать ряд выводов. Во-первых, наличие минимума целевой функции $\overline{M}_{F2}(u_1, u_2)$ в диапазоне реальных значений передаточного отношения u_1 зависит от значения коэффициента B_2, который тоже является функцией передаточного отношения первой ступени $B_2(u_1)$. Во-вторых, возможны такие значения коэффициента B_2, при которых целевая функция $\overline{M}_{F2}(u_1, u_2)$ будет иметь локальный минимум меньший, чем для случая, когда B_2=1. В-третьих, значение коэффициента B_2 существенно определяется значением коэффициента разнопрочности зацеплений Π_{2F}, отношением чисел зубьев центральных колес z_4 / z_1 и отношением чисел сателлитов ступеней k_1 / k_4.

Для механизма с n ступенями аналог массы $\overline{M}_F$ определяется по формуле (3) или (4). Подобно формуле (19) коэффициент B_i равен

$$B_i = \frac{\rho_{3i-2} b_{3i-2} d_{3i-2}^2}{\rho_1 b_1 d_1^2} = \frac{\rho_{3i-2}}{\rho_1} \cdot \frac{k_1}{k_i} \cdot \Pi_{iF} \cdot \frac{z_{3i-2}}{z_1} \cdot \prod_{k=1}^{k=i-1} u_k . \tag{26}$$

Несущая способность n-ступенчатого силового механизма типа $n \times \overline{\mathbf{AI}}$ может быть определена, в общем случае, n способами – из условия изгибной прочности всех n внешних зацеплений $z_{3i-2} - z_{3i-1}$. Для i-го внешнего зацепления ($i = \overline{1, n}$) имеем

$$[T_{вых}]^i = \frac{1}{2} \cdot \frac{b_{3i-2} d_{3i-2}^2 (\sigma_{FP})_{3i-2} k_i}{(K_{F\beta} K_{Fv} \Omega_F Y_{FS})_{3i-2} z_{3i-2}} \cdot \prod_{j=i}^{n} u_j . \tag{27}$$

Аналогично формуле (24) можно показать следующее соотношение,

$$\frac{\left[T_{вых}\right]^{i}}{\left[T_{вых}\right]^{1}}=\frac{b_{3i-2}d_{3i-2}^{2}}{b_{1}d_{1}^{2}}\cdot\frac{\dfrac{\rho_{3i-2}}{\rho_{1}}}{\dfrac{\rho_{3i-2}}{\rho_{1}}\cdot\dfrac{k_{1}}{k_{i}}\cdot\dfrac{z_{3i-2}}{z_{1}}\cdot\Pi_{iF}\cdot\prod\limits_{j=1}^{j=i-1}u_{j}}=B_{i}\cdot\frac{1}{B_{i}}=1\,. \qquad (28)$$

Выше уже отмечалось, что часто в практике конструирования многоступенчатых планетарных механизмов типа $n\times\mathbf{AI}$ применяют подход, при котором конструкции всех ступеней механизма выполнят одинаково. Такой подход означает выполнение следующих условий: $B_i=1$, $u_1=u_2=\ldots=u_i=\ldots=u_n=\sqrt[n]{U_{\Sigma}}$. Несущая способность такого механизма оценивается по несущей способности последней ступени механизма. При этом, чем ступень механизма ближе к его первой ступени, тем данная ступень будет больше недогружена по сравнению с последней ступенью. Таким образом, масса такого механизма с точки зрения прочности будет не оптимальной. Это обстоятельство можно показать следующим образом.

Значения вращающего момента T_i и угловой скорости ω_i на входе *i*-й ступени равны:

$$T_i=\frac{T_{вых}}{\prod\limits_{j=i}^{n}u_j}=T_1\cdot\prod_{j=1}^{i}u_j;\quad \omega_i=\frac{\omega_1}{\prod\limits_{j=1}^{i-1}u_j}=\omega_{вых}\cdot\prod_{j=i}^{n}u_j\,. \qquad (29)$$

Отношения значений вращающего момента и угловой скорости, действующих на входе двух соседних ступеней, соответственно равны

$$\frac{T_{i+1}}{T_i}=u_i;\quad \frac{\omega_{i+1}}{\omega_i}=\frac{1}{u_i}\,. \qquad (30)$$

Соотношения (30) показывают, как уменьшается окружная сила на делительном диаметре $\left(F_{tF}\right)_i$ и увеличивается окружная скорость $\left(v\right)_i$ во внешнем зацеплении *i*-й ступени по сравнению с аналогичными параметрами n-ой ступени механизма. Уменьшение значения окружной силы приводит к уменьшению удельной окружной статической силы $\left(w\right)_i=\left(F_{tF}/b_w\right)_i$ и увеличению удельной окружной динамической силы $\left(w_{Fv}\right)_i=\left(\delta_F g_0 v\sqrt{a_w/u}\right)_i$ и соответственно увеличению динамической добавки $\left(\nu\right)_i=\left(w_{Fv}/w\right)_i$. При этом возможен случай, когда значение динамической добавки превышает не только допустимую величину, но и приемлемое (разумное) значение.

Основная сложность при проектировании оптимальных по массе конструкций многоступенчатых планетарных механизмов типа $n\times\mathbf{AI}$, которые рассматриваются как силовые механизмы, связана с заданием значений коэффициентов аналога массы $\overline{M}_F$. Трудоемкость решения этой задачи зависит от числа ступеней *n* проектируемого механизма. Так при *n*=2 имеем самый простой случай – один коэффициент B_2. При *n*=3 задавать надо уже два коэффициента B_2 и B_3. В общем случае надо задавать *n*–1 коэффициент B_i. Решение данной задачи можно выполнить методом последовательных приближений параметров конструкций ступеней к их оптимальным значениям. В качестве первого приближения следует выбрать вариант, когда проектируемый механизм рассматривается как кинематический механизм. Затем уточняются параметры конструкций последней и первой ступеней. Таким образом, будет получено второе приближение. Далее уточняется параметры промежуточных ступеней. В итоге, будет получено приближение к конструкции механизма, который будет уже рассматриваться как силовой механизм.

Выводы. На основе исследований, выполненных в работах [3-6], разработана методика оценки несущей способности многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{\mathbf{AI}}$, конструкция которого удовлетворяет критерию минимума массы при изгибной прочности. На примере двухступенчатого механизма показаны оценки его несущей способности с учетом двух вариантов исполнения конструкции – кинематического и силового. Рассмотрена проблема выбора оптимальной по массе конструкции силового механизма. Предложен подход решения этой проблемы.

Список литературы: **1.** Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам: Учеб. пособие по курсов. и дипл. проектированию / *В.А. Ткаченко, В.Т. Абрамов, М.Д. Коровкин.* – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1983. – 110с. **2.** Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) / *В.А. Ткаченко.* – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2003. – 446с. **3.** *Абрамов В.Т.* Минимизация массы многоступенчатого планетарного механизма // Авиационно-космическая техника и технология. – Вып.33. – С.202-207. **4.** *Абрамов В.Т., Гетя А.Н, Матусевич В.А., Шехов А.В.* Методика оптимизации многоступенчатого планетарного механизма по критерию массы // Вісник Національного технічного університету "ХПИ". – 2009. – Вип.29. – С.45-52. **5.** *Матусевич В.А., Шарабан Ю.В., Шехов А.В, Абрамов В.Т.* Равнопрочность зубчатых зацеплений в задаче оптимизации многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI}$ по критерию массы // Вісник Національного технічного університету "ХПИ". – 2010. – Вип.26. – С.77-85. **6.** *Матусевич В.А., Шарабан Ю.В., Шехов А.В, Абрамов В.Т.* Несущая способность оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n\times\overline{AI}$ при контактной прочности // Вісник Національного технічного університету "ХПИ". – 2012. – Вип.35. – С.93-102.

Поступила в редколлегию 23.04.2013

УДК 621.833.6

Несущая способность оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{\mathbf{AI}}$ при изгибной прочности / А.В. Шехов, В.Н. Павленко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.168-176. – Бібліогр.: 6 назв.

Розглянуто методику знаходження здатності до навантаження оптимальної по загальної маси конструкції багатоступінчатого планетарного механізму з урахуванням умов міцності при згині.

Ключові слова: планетарний механізм, здатність до навантаження, міцність при згині.

The method of finding of the loading ability of the mass optimal structure planetary transmission from conditions of flexural strength is considered.

Keywords: planetary transmission, loading ability, flexural strength.