товано напрями аналізу і синтезу параметрів цих елементів, запропонована і реалізована структура специализированного програмно-модельного комплексу (СМПК), проведено експериментальні дослідження методами голографічної спекл-інтерферометрії і безпосередніх вимірювань. Був запропонований підхід, що дає можливість враховувати нелінійності від дії кожної компоненти навантаження. У розвиток даного підходу адаптовано, з одного боку, розширений параметричний опис елементів гідрооб'ємних передач (ГОП) та їх напружено-деформованого стану (НДС), а з іншого – удосконалено математичну модель НДС шляхом врахування нелінійностей, обумовлених наявністю контактної взаємодії Для підтвердження застосовності розроблених в роботі підходів детально були досліджені дві системи БМ: гідрооб'ємна передача ГОП-900, що впливає на таку ТТХ як рухливість, і артилерійський ствол типу КБА3, що впливає на вогневу міць. Була вирішена задача пошуку динамічного НДС ствола гармати КБА3, що дає підставу для необхідности урахування динамічних процесів в стволі при здійсненні пострілів. Створений у роботі СПМК дає можливість формування і наповнення спеціалізованої бази дан-них для обгрунтування конструктивних і технологічних рішень, що забезпечують міцність і жорсткість як блоку циліндрів ГОП-900, так і танкового ствола, що , в свою чергу, дає можливість забезпечити ТТХ проектованих перспективних машин.

Ключові слова: елементи бойових броньованих машин, гідрооб'ємна передача, ствол, рухливість, точність, тактико-технічні характеристики, напружено-деформований стан, власні частоти, метод скінчених елементів

Problem of ensuring informed choice of design schemes and elements of combat vehicles (CV) parameters, which are subjected to the fluid dynamics loads action, for specified tactical and technical characteristics (TTC) was solved in this paper. New approaches and mathematical models were developed, the directions of CV elements parameters analysis and synthesis were justified, structure of a specialized software and model complex (SSMC) was proposed and implemented, experimental studies were conducted with the holographic speckle-interferometry and direct measurements methods. Proposed approach gives the opportunity to take into account non-linearity of the each component of the load action. As the development of this approach advanced parametric description for the hydrovolumetric transmissions (GVT) and its stress strain state (SSS), and improved mathematical model which takes into account the non-linearities due to the presence of the contact interactions were adapted. For the developed approach applicability verification have two systems of the CV were investigated in detail: hydrovolumetric transmission GOP-900, affecting the performance characteristics such as mobility, and artillery barrel KBA3 type affecting firepower. Problem of KBA3 gun barrel dynamic stress strain state investigation. As a result the necessity of taking into account the dynamic processes during gun shot was concluded. Created SSMC allows forming and filling of the specialized database for design and technological solutions justification to ensure strength and stiffness for different CV elements. It gives the opportunity to provide promising tactical and technical characteristics of the designed machines.

Keywords: armored vehicles elements, hydrovolumetric transmission, gun barrel. mobility, accuracy, tactical and technical characteristics, stress-strain state, natural frequencies, finite elements method

УДК 621.833.6

В.А. МАТУСЕВИЧ, гл. конструктор-директор ГП “ХАКБ”, Харьков;
Ю.В. ШАРАБАН, зам. гл. конструктора ГП “ХАКБ”, Харьков;
А.В. ШЕХОВ, с.н.с. каф. теор. мех, машиноведения и роботомехан. систем, НАКУ “ХАИ”, Харьков;
В.Т. АБРАМОВ, к. т. н., доц. каф. теор. мех, машиноведения и роботомехан. систем, НАКУ “ХАИ”, Харьков

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЧИСЛА САТЕЛЛИТОВ ПО СТУПЕНЯМ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ТИПА $3\times\overline{\mathrm{AI}}$ ПО КРИТЕРИЮ МИНИМУМА МАССЫ

Исследована зависимость значения суммарной массы трехступенчатого планетарного механизма типа $3\times\overline{\mathrm{AI}}$ с заданным общим передаточным отношением от распределения числа сателлитов по его ступеням. Общее передаточное отношение механизма и его распределение по ступеням выбрано по критерию минимума суммарной массы механизма. Предложены рекомендации по распределению числа сателлитов

по ступеням механизма.

Ключевые слова: суммарная масса, планетарный механизм, число сателлитов, оптимальное распределение, критерий минимума массы.

Введение. Актуальность задачи. Небольшие габариты и высокие передаточные отношения многоступенчатых планетарных механизмов типа $\overline{\mathrm{AI}}\times\ldots\times\overline{\mathrm{AI}}$ обуславливают их широкое применение в авиационных приводах систем управления. Повышение мощностей, подводимых к исполнительным органам таких систем, с одной стороны, и уменьшение массы и габаритов их приводов, с другой стороны, определяют требование увеличения несущей способности конструкций приводов. Данное требование на стадии проектирования привода может быть обеспечено различными решениями, например, путем оптимального распределения несущих способностей отдельных ступеней передаточных механизмов. При этом учитывают ограничения на допустимые значения массовых и габаритных показателей ступеней передаточных механизмов. Разработка таких методик оптимального проектирования является актуальной задачей проектирования современных авиационных приводов систем управления.

Анализ литературы. Задачам минимизации массы и габаритов рядных и планетарных механизмов посвящено достаточно много работ, в частности [1-3]. Однако в этих работах, как правило, не исследуются возможные варианты решения оптимизационных задач для различных случаев распределения несущих способностей отдельных ступеней проектируемого механизма. Обычно критерии оптимизации учитывают заданную несущую способность проектируемого механизма. Исследование связи оптимальной конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $\overline{\mathrm{AI}}\times\ldots\times\overline{\mathrm{AI}}$ с несущими способностями его ступеней рассмотрено в работах [4-5].

Цель статьи – исследование влияния распределения числа сателлитов по ступеням трехступенчатого планетарного механизма типа $3\times\overline{\mathrm{AI}}$ на величину его массы, если передаточные отношения его ступеней выбраны по критерию минимума массы.

Постановка задачи. При создании авиационных приводов систем управления в конструкциях передаточных механизмов часто применяют схему трехступенчатого планетарного механизма типа $3\times\overline{\mathrm{AI}}$. При этом передаточное отношение отдельной ступени, как правило, выбирают из диапазона 2,4…8 [6]. Конкретные значения передаточных отношений отдельных ступеней принимают исходя из заданных критериев проектирования вышеназванной схемы. В случае, когда данная схема передаточного механизма будет непосредственно подводить механическую мощность к исполнительному или рабочему органу, обычно задают критерии минимума массы или габаритных размеров.

Несущая способность трехступенчатого планетарного механизма типа $3\times\overline{\mathrm{AI}}$ определяется максимальным значением вращающего момента на выходе этого механизма. Чтобы суммарная масса механизма была наименьшей, следует увеличивать несущие способности отдельных его ступеней. Если последовать этому положению, то придется реализовывать три различные конструкции по конструктивным показателям. Исходя из экономических соображений это нежелательно.

Наименьшая масса механизма будет, если передаточные отношения отдельных его ступеней выбраны из условия $u_1 = u_2 = u_3 = \sqrt[3]{U_\Sigma}$, где U_Σ – общее передаточное отношение механизма [1-3]. Тогда числа зубьев соответствующих зубчатых колес отдельных ступеней тоже будут выбраны одинаково.

Суммарная масса планетарного механизма типа $3\times\overline{\mathrm{AI}}$ с заданным распределением по его ступеням суммарного передаточного отношения U_Σ зависит от чисел сателлитов отдельных его ступеней. Распределение числа сателлитов по ступеням механизма влияет и на его несущую способность. Одинаковое число сателлитов для каждой ступени планетарного механизма приводит к упрощению его конструкции и, следовательно, к экономичности.

Исследуем влияние распределения числа сателлитов по ступеням трехступенчатого планетарного механизма типа $3\times\overline{\mathrm{AI}}$ с заданным общим передаточным отношением $U_\Sigma = 97{,}336$ на величину его суммарной массы. При этом общее передаточное отношение механизма U_Σ распределено по его ступеням из условия $u_1 = u_2 = u_3 = \sqrt[3]{97{,}336} = 4{,}6$ (среднее значение диапазона возможного значения передаточного отношения одной ступени). Суммарную массу планетарного механизма будем определять согласно работе [7].

Материалы исследований. На рис. 1 приведена схема трехступенчатого планетарного механизма типа $3\times\overline{\mathrm{AI}}$ и обозначения его зубчатых колес.

Суммарную массу $M3_\Sigma$ трехступенчатого планетарного механизма типа $3\times\overline{\mathrm{AI}}$ определим следующим образом:

$$M3_\Sigma = M_1 + k_1 \cdot M_2 + M_3 + M_4 + k_2 \cdot M_5 + M_6 + M_7 + k_3 \cdot M_8 + M_9 . \qquad (1)$$

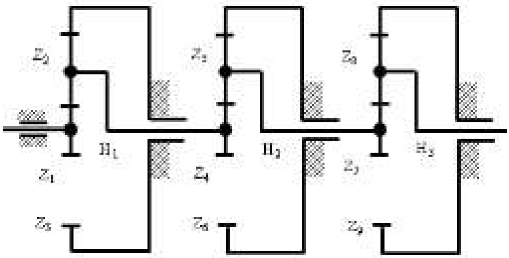

Рисунок 1 – Схема исследуемого механизма

Здесь M_i – масса i-го зубчатого колеса механизма, а k_j – число сателлитов j-ой ступени механизма.

Массу M_i отдельного зубчатого колеса трехступенчатого планетарного механизма типа $3\times\overline{\mathrm{AI}}$ находим по формуле [7]

$$M_i = 0{,}25\pi\rho_i b_i d_i^2 k_{3i} , \qquad (2)$$

где ρ_i, b_i, d_i – плотность материала, ширина венца и диаметр делительной окружности i-го зубчатого колеса, а $k_{3i} = M_{зк} / M_{дц}$ – коэффициент заполнения делительного цилиндра.

Подставим (2) в (1) и вынесем за скобки общий множитель $\frac{\pi\rho_1}{4} b_1 d_1^2$, получим:

$$M3_\Sigma = \frac{\pi\rho_1}{4} b_1 d_1^2 \left(k_{з1} + k_1 \frac{\rho_2}{\rho_1} k_{з2} \frac{b_2 d_2^2}{b_1 d_1^2} + \frac{\rho_3}{\rho_1} k_{з3} \frac{b_3 d_3^2}{b_1 d_1^2} + \right.$$

$$+ \frac{\rho_4}{\rho_1} \cdot \frac{b_4 d_4^2}{b_1 d_1^2} \left(k_{з4} + k_2 \frac{\rho_5}{\rho_4} k_{з5} \frac{b_5 d_5^2}{b_4 d_4^2} + \frac{\rho_6}{\rho_4} k_{з6} \frac{b_6 d_6^2}{b_4 d_4^2} \right) + \tag{3}$$

$$\left. + \frac{\rho_7}{\rho_1} \cdot \frac{b_7 d_7^2}{b_1 d_1^2} \left(k_{з7} + k_3 \frac{\rho_8}{\rho_7} k_{з8} \frac{b_8 d_8^2}{b_7 d_7^2} + \frac{\rho_9}{\rho_7} k_{з9} \frac{b_9 d_9^2}{b_7 d_7^2} \right) \right).$$

Отношения делительных диаметров зубчатых колес находим из условий соосности и передаточных отношений отдельных ступеней механизма

$$d_1 + 2d_2 = d_3\,,\; d_4 + 2d_5 = d_6\,,\; d_7 + 2d_8 = d_9\,, \tag{4}$$

$$\frac{d_3}{d_1} = u_1 - 1\,,\; \frac{d_6}{d_4} = u_2 - 1\,,\; \frac{d_9}{d_7} = u_3 - 1\,, \tag{5}$$

где u_j – передаточное отношение j-ой ступени механизма.

Принимаем для передаточных отношений ступеней механизма условие $u_1 = u_2 = u_3 = \sqrt[3]{U_\Sigma}$, тогда получим

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{d_5}{d_4} = \frac{d_8}{d_7} = \frac{\sqrt[3]{U_\Sigma} - 2}{2} = \frac{u_1 - 2}{2}\,. \tag{6}$$

Предположим, что ширины зубчатых венцов колес, находящихся в зацеплениях, одинаковы

$$b_1 = b_2 = b_3\,,\; b_4 = b_5 = b_6\,,\; b_7 = b_8 = b_9\,. \tag{7}$$

Также будем считать материалы всех зубчатых колес одинаковыми

$$\rho_1 = \rho_2 = \ldots = \rho_9 = \rho\,. \tag{8}$$

С учетом условий (6), (7) и (8) перепишем формулу (3) в виде

$$M3_\Sigma = \frac{\pi}{4} \rho b_1 d_1^2 \cdot \left(k_{з1} + \frac{\pi}{4} k_1 \cdot k_{з2} \cdot (u_1 - 2)^2 + k_{з3} \cdot (u_1 - 1)^2 + \right.$$

$$+ \frac{b_4 d_4^2}{b_1 d_1^2} \cdot \left(k_{з4} + \frac{\pi}{4} k_2 \cdot k_{з5} \cdot (u_1 - 2)^2 + k_{з6} \cdot (u_1 - 1)^2\right) + \tag{9}$$

$$\left. + \frac{b_7 d_7^2}{b_1 d_1^2} \cdot \left(k_{з7} + \frac{\pi}{4} k_3 \cdot k_{з8} \cdot (u_1 - 2)^2 + k_{з9} \cdot (u_1 - 1)^2 \right) \right).$$

В формуле (9) произведения $b_i d_i^2$ определим как условный объем соответствующего зубчатого колеса. Заметим, что в этой формуле использованы диаметры делительных окружностей зубчатых колес.

Условный объем $b_i d_i^2$ центрального подвижного z_i зубчатого колеса j-ой ступени находим из условия контактной прочности активных рабочих поверхностей зубьев [7]

$$b_i d_i^2 = \frac{2T_{Hi} u_1}{k_j (u_1 - 1)[k_0]_i}, \tag{10}$$

где T_{Hi} – вращающий момент, подводимый к i-му центральному подвижному зубчатому колесу z_i, при расчете на контактную прочность, а $[k_0]_i$ – допускаемый силовой фактор в зацеплении с i-м центральным подвижным зубчатым колесом z_i.

С учетом соотношения (10) и условия $[k_0]_1 = [k_0]_4 = [k_0]_7$, находим

$$\frac{b_4 d_4^2}{b_1 d_1^2} = \frac{2T_{H4} u_1 k_1 (u_1 - 2)[k_0]_1}{2T_{H1} u_1 k_2 (u_1 - 2)[k_0]_4} = \frac{T_{H4}}{T_{H1}} \frac{k_1}{k_2} = u_1 \frac{k_1}{k_2}, \tag{11}$$

$$\frac{b_7 d_7^2}{b_1 d_1^2} = \frac{2T_7 u_1 k_1 (u_1 - 2)[k_0]_1}{2T_1 u_1 k_3 (u_1 - 2)[k_0]_7} = \frac{T_7}{T_1} \frac{k_1}{k_3} = u_1^2 \frac{k_1}{k_7}. \tag{12}$$

Подставим соотношения (11) и (12) в формулу (9), получим выражение для суммарной массы механизма $M3_{\Sigma H}$ при расчете на контактную прочность

$$\begin{aligned} M3_{\Sigma H} = {} & 0{,}25\pi\rho \frac{2T_1 u_1}{k_1 (u_1 - 2)[k_0]_1} \Big\{ k_{з1} + 0{,}25 k_1 k_{з2} (u_1 - 2)^2 + \\ & + k_{з3} (u_1 - 1)^2 + u_1 \frac{k_1}{k_2} \Big[k_{з4} + 0{,}25 k_2 k_{з5} (u_1 - 2)^2 + k_{з6} (u_1 - 1)^2 \Big] + \\ & + u_1^2 \frac{k_1}{k_3} \Big[k_{з7} + 0{,}25 k_3 k_{з8} (u_1 - 2)^2 + k_{з9} (u_1 - 1)^2 \Big] \Big\}. \end{aligned} \tag{13}$$

Представим выражение (13) в безразмерной форме

$$\begin{aligned} \overline{M3}_{\Sigma H} = \frac{M3_{\Sigma H}}{C_H} = {} & \frac{u_1}{k_1 (u_1 - 2)} \Big\{ k_{з1} + 0{,}25 k_{з2} k_1 (u_1 - 2)^2 + k_{з3} (u_1 - 1)^2 + \\ & + u_1 \frac{k_1}{k_2} \Big[k_{з4} + 0{,}25 k_{з5} k_2 (u_1 - 2)^2 + k_{з6} (u_1 - 1)^2 \Big] + \\ & + u_1^2 \frac{k_1}{k_3} \Big[k_{з7} + 0{,}25 k_{з8} k_3 (u_1 - 2)^2 + k_{з9} (u_1 - 1)^2 \Big] \Big\}, \end{aligned} \tag{14}$$

где $C_H = 0{,}5\pi\rho \cdot \left(T_1 / [k_0]_1\right)$ – коэффициент массы при расчете на контактную прочность активных поверхностей зубьев.

Выражение (14) представим в следующем виде:

$$\overline{\text{МЗ}}_{\Sigma H}=\frac{\text{МЗ}_{\Sigma H}}{C_H}=\frac{u_1}{k_1(u_1-2)}\left(k_{з1}+0{,}25k_{з2}k_1(u_1-2)^2+k_{з3}(u_1-1)^2\right)+$$
$$+\frac{u_1}{k_1(u_1-2)}u_1\frac{k_1}{k_2}\left(k_{з4}+0{,}25k_{з5}k_2(u_1-2)^2+k_{з6}(u_1-1)^2\right)+$$
$$+\frac{u_1}{k_1(u_1-2)}u_1^2\frac{k_1}{k_3}\left(k_{з7}+0{,}25k_{з8}k_3(u_1-2)^2+k_{з9}(u_1-1)^2\right)=$$
$$=\overline{M}_{H1}+u_1\overline{M}_{H2}+u_1^2\overline{M}_{H3}=\overline{M}_{H1}\left(1+u_1\frac{\overline{M}_{H2}}{\overline{M}_{H1}}+u_1^2\frac{\overline{M}_{H3}}{\overline{M}_{H1}}\right), \tag{15}$$

где $\overline{M}_{Hj}=\dfrac{u_1\left(k_{з(3j-2)}+0{,}25k_{з(3j-1)}k_2(u_1-2)^2+k_{з(3j)}(u_1-1)^2\right)}{k_j(u_1-2)}$ – безразмерная масса j-ой ступени при расчете на контактную прочность активных поверхностей зубьев.

Заметим, что параметр безразмерной массы $\overline{M}_{Hj}$ планетарной ступени связан с параметром χ_{HA}^{b} из [7] условием $\chi_{HA}^{b}[k_0]_a(p-1)=\overline{M}_{Hj}$, здесь $p=z_b/z_a=u_1-1=z_{i+2}/z_i$ и индекс i относится к центральному подвижному зубчатому колесу планетарной ступени.

Условный объем $b_i d_i^2$ центрального подвижного зубчатого колеса z_i j-ой ступени определим из условия прочности зубьев на изгиб так, как это принято в [7,8]

$$b_i d_i^2=\frac{2T_{Fi}\left(K_{F\beta}K_{Fv}\Theta_F\right)_i z_i}{k_j}. \tag{16}$$

Здесь T_{Fi} – вращающий момент, подводимый к i-му центральному подвижному зубчатому колесу z_i; K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку; $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца; $\Theta_{Fi}=\mathbf{max}(\Theta_{i+1},\Theta_{i+2})$ ($\Theta_{i+1}=\left(\dfrac{Y_F K_{F\alpha}}{[\sigma_F]}\right)_{i+1}$, $\Theta_{i+2}=\left(\dfrac{Y_F K_{F\alpha}}{[\sigma_F]}\right)_{i+2}$; $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями; Y_F – коэффициент формы зуба; $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба.

Принимаем условие $\left(K_{F\beta}K_{Fv}\Theta_F\right)_1=\left(K_{F\beta}K_{Fv}\Theta_F\right)_4=\left(K_{F\beta}K_{Fv}\Theta_F\right)_7$. Тогда с учетом соотношения (16) получим:

$$\frac{b_4 d_4^2}{b_1 d_1^2}=\frac{2T_{F4}\left(K_{F\beta}K_{Fv}\Theta_F\right)_4 z_4 k_1}{2T_{F1}\left(K_{F\beta}K_{Fv}\Theta_F\right)_1 z_1 k_2}=\frac{T_{F4}}{T_{F1}}\frac{k_1}{k_2}=u_1\frac{k_1}{k_2}, \tag{17}$$

$$\frac{b_7 d_7^2}{b_1 d_1^2} = \frac{2T_{F7}\left(K_{F\beta} K_{Fv} \Theta_F\right)_7 z_7 k_1}{2T_{F1}\left(K_{F\beta} K_{Fv} \Theta_F\right)_1 z_1 k_3} = \frac{T_{F7}}{T_{F1}} \frac{k_1}{k_2} = u_1^2 \frac{k_1}{k_3} . \tag{18}$$

Подставим выражения (17) и (18) в (9), получим выражение для суммарной массы механизма $МЗ_{\Sigma F}$ при расчете на изгибную прочность

$$\begin{gathered} МЗ_{\Sigma F} = 0{,}25\pi\rho \frac{2T_{F1}\left(K_{F\beta} K_{Fv} \Theta_F\right)_1 z_1}{k_1} \Big(k_{з1} + 0{,}25 k_1 k_{з2} (u_1 - 2)^2 + \\ + k_{з3} (u_1 - 1)^2 + u_1 \frac{k_1}{k_2} \Big(k_{з4} + 0{,}25 k_2 k_{з5} (u_1 - 2)^2 + k_{з6} (u_1 - 1)^2\Big) + \\ + u_1^2 \frac{k_1}{k_3} \Big(k_{з7} + 0{,}25 k_3 k_{з8} (u_1 - 2)^2 + k_{з9} (u_1 - 1)^2\Big)\Big). \end{gathered} \tag{19}$$

Вводим коэффициент массы при расчете на изгибную прочность $C_F = 0{,}5\pi\rho T_{F1}\left(K_{F\beta} K_{Fv} \Theta_F\right)_1$.

Представим суммарную массу механизма $МЗ_{\Sigma F}$ в безразмерном виде:

$$\begin{gathered} \overline{МЗ}_{\Sigma F} = \frac{МЗ_{\Sigma F}}{C_F} = \frac{z_1}{k_1} \Big(k_{з1} + 0{,}25 k_1 k_{з2} (u_1 - 2)^2 + k_{з3} (u_1 - 1)^2 + \\ + u_1 \frac{k_1}{k_2} \Big(k_{з4} + 0{,}25 k_2 k_{з5} (u_1 - 2)^2 + k_{з6} (u_1 - 1)^2\Big) + \\ + u_1^2 \frac{k_1}{k_3} \Big(k_{з7} + 0{,}25 k_3 k_{з8} (u_1 - 2)^2 + k_{з9} (u_1 - 1)^2\Big)\Big). \end{gathered} \tag{20}$$

Подобно представлению (15), получим

$$\overline{МЗ}_{\Sigma F} = \overline{M}_{F1} + u_1 \overline{M}_{F2} + u_1^2 \overline{M}_{F3} = \overline{M}_{F1}\Big(1 + u_1\left(\overline{M}_{F2} / \overline{M}_{F1}\right) + u_1^2\left(\overline{M}_{F3} / \overline{M}_{F1}\right)\Big), \tag{21}$$

где $\overline{M}_{Fj} = \dfrac{z_{3j-2}\left(k_{з(3j-2)} + 0{,}25 k_{з(3j-1)} k_2 (u_1 - 2)^2 + k_{з(3j)} (u_1 - 1)^2\right)}{k_j}$ – безразмерная масса j-ой ступени при расчете на изгибную прочность активных поверхностей зубьев.

Параметр безразмерной массы $\overline{M}_{Fj}$ планетарной ступени связан с параметром χ_{FA}^b из [7] условием $\left(\chi_{FA}^b (p-1)\right) / \Theta_{F(3j-2)} = \overline{M}_{Hj}$, здесь $p = z_b / z_a = u_1 - 1 = z_{i+2} / z_i$ и индекс j указывает на номер ступени механизма.

В сравнительных расчетах можно принять $k_{з1} = k_{з4} = k_{з7} = k_{з1} = 1$, $k_{з2} = k_{з5} = k_{з8} = k_{з1} = 1$ и $k_{з3} = k_{з6} = k_{з9} = k_{з3} = 0{,}3$ [7]. С учетом этого замечания, получим следующее выражение для безразмерной массы трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$ при расчете на контактную прочность

$$\overline{МЗ}_{\Sigma H} = \frac{МЗ_{\Sigma H}}{C_H} = \frac{u_1}{k_1(u_1-2)}\Big(1+0{,}25k_1(u_1-2)^2+0{,}3(u_1-1)^2$$

$$+u_1\frac{k_1}{k_2}\Big(1+0{,}25k_2(u_1-2)^2+0{,}3(u_1-1)^2\Big)+ \qquad (22)$$

$$+u_1^2\frac{k_1}{k_3}\Big(1+0{,}25k_3(u_1-2)^2+0{,}3(u_1-1)^2\Big)\Big) \quad .$$

Аналогично получим выражение для безразмерной массы трехступенчатого планетарного механизма типа $3\times\overline{AI}$ при расчете на изгибную прочность

$$\overline{МЗ}_{\Sigma F} = \frac{МЗ_{\Sigma F}}{C_F} = \frac{z_1}{k_1}\Big(1+0{,}25k_1(u_1-2)^2+0{,}3(u_1-1)^2$$

$$+u_1\frac{k_1}{k_2}\Big(1+0{,}25k_2(u_1-2)^2+0{,}3(u_1-1)^2\Big)+ \qquad (23)$$

$$+u_1^2\frac{k_1}{k_3}\Big(1+0{,}25k_3(u_1-2)^2+0{,}3(u_1-1)^2\Big)\Big).$$

В табл. 1 приведены результаты сравнительных расчетов, выполненных по формулам (22) и (23) для различных вариантов распределения числа сателлитов k_i по ступеням трехступенчатого планетарного механизма типа $3\times\overline{AI}$. При этом возможное значение числа сателлитов одной ступени было в диапазоне 2…4.

Таблица 1 – **Значения безразмерных масс $\overline{МЗ}_{\Sigma H}$ и $\overline{МЗ}_{\Sigma F}$ трехступенчатого планетарного механизма типа $3\times\overline{AI}$ для различных вариантов распределения числа сателлитов по его ступеням**

Пара-метры	Номер варианта							
	1	2	3	4	5	6	7	8
u_1	4,6	4,6	4,6	4,6	4,66667	4,66667	4,58824	4,58824
U_Σ	97,336	97,336	97,336	97,336	101,63	101,63	96,591	96,591
k_1	4	2	2	2	4	2	3	2
k_2	4	4	2	2	4	2	3	2
k_3	4	4	4	2	4	2	3	2
k_Σ	12	10	8	6	12	6	9	6
$\overline{МЗ}_{\Sigma H}$	137,87	140,03	149,97	195,72	145,82	206,25	155,64	193,91
$\overline{МЗ}_{\Sigma F}$	1558,5	1582,94	1695,37	2212,52	1499,84	2121,46	1492,53	1859,56
z_1	20	20	20	20	18	18	17	17
z_2	26	26	26	26	24	24	22	22
z_3	72	72	72	72	66	66	61	61
z_Σ	588	536	484	432	540	396	432	366

В табл. 1 суммарное число сателлитов обозначено параметром

$k_{\Sigma} = k_1 + k_2 + k_3$, а суммарное число зубьев всех зубчатых колес механизма обозначено параметром $z_{\Sigma} = z_1 + k_1 z_2 + z_3 + z_4 + k_1 z_5 + z_6 + z_7 + k_1 z_8 + z_9$. Каждому варианту распределения числа сателлитов (столбец таблицы) соответствует свой вариант набора чисел зубьев колес, который реализует требуемое передаточное отношение одной ступени, равное 4,6, с заданной точностью. Было выбрано три варианта набора зубчатых колес. Первый вариант, реализующий передаточное отношение одной ступени $u_i = 4{,}6$, имеет два допустимых значения числа сателлитов – 2 и 4. Второй вариант, реализующий передаточное отношение одной ступени $u_i = 4{,}66667$, имеет три допустимых значения числа сателлитов – 2, 3 и 4. Третий вариант, реализующий передаточное отношение одной ступени $u_i = 4{,}8824$, имеет два допустимых значения числа сателлитов – 2 и 3. В зависимости от того, какое число сателлитов одной ступени выбрано, имеем различные суммарные числа сателлитов k_{Σ}. Каждое суммарное число сателлитов k_{Σ} реализуется ограниченным числом комбинаций их распределения по ступеням. Например, второй вариант набора чисел зубьев колес предусматривает свежующие значения параметра k_{Σ}: 6; 7; 8; 9; 10; 11;12. При этом каждое приведенное значение параметра k_{Σ} реализуется соответствующим числом комбинаций распределения число сателлитов по ступеням механизма. Так, если k_{Σ}=7 имеем 3 комбинации, а именно (2,2,3), (2,3,2) и (2,2,3). Заметим, что в табл. 1 приведены результаты расчетов, которые соответствуют наибольшему и наименьшему возможному значению параметра k_{Σ} применительно соответствующему варианту набора чисел зубьев колес.

Анализ результатов, приведенных в таблице 1, показывает следующее. Для случая реализации передаточного отношения $u_i = 4{,}6$ безразмерная масса механизма $\overline{M3}_{\Sigma H}$ будет наименьшей, когда $k_1 = k_2 = k_3 = 4$. Соответственно наибольшее значение безразмерной массы $\overline{M3}_{\Sigma H}$ будет при условии $k_1 = k_2 = k_3 = 2$. Отличие наибольшего значения параметра $\overline{M3}_{\Sigma H}$ (четвертый столбец) от его наименьшего значения (первый столбец) составит около 42%. Аналогичное наблюдаем и для второго варианта реализации передаточного отношения одной ступени. Для третьего варианта реализации передаточного отношения одной ступени, получим подобное свойство, но отличие наибольшего значения параметра $\overline{M3}_{\Sigma H}$ от его наименьшего значения составило около 25%.

Из табл. 1 видно, что значение безразмерной массы $\overline{M3}_{\Sigma H}$ зависит только от закона распределения числа сателлитов по ступеням механизма и от суммарного числа сателлитов. Чем больше значение параметра k_{Σ}, тем меньшее значение имеет параметр безразмерной массы $\overline{M3}_{\Sigma H}$.

При одинаковом для всех ступеней механизма допускаем силовом факторе в зацеплении $[k_0]_i$, чем больше будет число сателлитов для ступени, тем меньше будут параметр $b_i d_i^2$ и, следовательно, масса зубчатых колес ступени.

Аналогичная зависимость справедлива и для значения безразмерной массы $\overline{M3}_{\Sigma F}$. Но здесь, как видно из таблицы 1, ее значение еще определяется числом зубьев центрального подвижного колеса ступени z_i. Чем меньше число зубьев этого колеса, тем меньше значение параметра $\overline{M3}_{\Sigma F}$. Наименьшее значение параметра $\overline{M3}_{\Sigma F}$ соответствует варианту 7 (седьмой столбец) при условии $k_1 = k_2 = k_3 = 3$. Это значение равно 1492,53. Случай $k_1 = k_2 = k_3 = 4$ не реализуется для заданного передаточного отношения одной ступени u_i = 4,58824. Для варианта 5 (пятый столбец) при условии $k_1 = k_2 = k_3 = 4$ получим значение безразмерной массы, равное 1499,84. Различие наибольшего значения параметра $\overline{M3}_{\Sigma F}$ (четвертый столбец) и наименьшего значения (седьмой столбец) составило около 48%.

Выводы. 1. На основе выполненных исследований выявлена зависимость значения массы трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$, ступени которого имеют равные передаточные отношения и одинаковые наборы чисел зубьев колес, от распределения числа сателлитов по его ступеням.

2. Для уменьшения суммарной массы механизма рекомендуется принимать следующие условия: $k_1 \le k_2 \le k_3$ и $z_i \to z_{i\,\mathbf{min}}$. При этом число сателлитов каждой ступени должно быть равно наибольшему значению из числа возможных значений.

3. Если для выбранного передаточного отношения одной ступени механизма реализовать рекомендации из п.2 трудно, то число сателлитов третьей ступени надо выбрать наибольшим из возможных значений.

4. При увеличении числа сателлитов ступени механизма для уменьшения его массы следует учитывать негативное влияние этого увеличения на значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки между сателлитами.

Список литературы: 1. *Ткаченко В.А*. 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. – 110 с. **2**. *Ткаченко В.А*. 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**. *Матусевич В.А*. Несущая способность оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n\times\overline{AI}$ при контактной прочности / *Матусевич В.А*., *Шарабан Ю.В., Шехов А.В, Абрамов В.Т.* // Вісник НТУ "ХПИ". – 2012. – Вип. 35. С.93-102. **5**. *Шехов А.В*. Несущая способность оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n\times\overline{AI}$ при изгибной прочности / *Шехов А.В., Павленко В.Н.* // Вісник НТУ "ХПИ". – 2013. – Вип. 41. – С.168-176. **6**. *Матусевич В.А*. Оптимальное число ступеней многоступенчатого планетарного механизма типа $n\times\overline{AI}$ / *Матусевич В.А*., *Шарабан Ю.В., Шехов А.В, Абрамов В.Т.* // Вісник НТУ "ХПИ". – 2013. – Вип. 40. С.70--75. **7**. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. докторов техн. наук *В.Н. Кудрявцева* и *Ю.Н. Кирдяшева*. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1977. – 536 с. **8**. *Кудрявцев В.Н.* Курсовое проектирование деталей машин / *В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др*.; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 400с.

Поступила в редколлегию 23.04.2014

УДК 621.833.6

Выбор оптимального распределения числа сателлитов по ступеням планетарного механизма типа $3\times\overline{AI}$ по критерию минимума массы **/ В.А. Матусевич, Ю.В. Шарабан, А.В. Шехов**, **В.Т. Абрамов /** Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ "ХПІ".- 2014. – № 29 (1072). – С.100-110. – Бібліогр.: 8 назв.

Досліджена залежність значення сумарної маси триступінчатого планетарного механізму типа $3\times\overline{AI}$ із заданим загальним передавальним відношенням від розподілу числа сателітів по його рівнях. Загальне передавальне відношення механізму і його розподіл по ступеням вибране по критерію мінімуму сумарної маси механізму. Запропоновані рекомендації по розподілу числа сателітів по ступенях механізму.

Ключові слова: сумарна маса, планетарний механізм, число сателітів, оптимальний розподіл, критерій мінімуму маси

Dependence of value of total mass of three-stage planetary mechanism of type $3\times\overline{AI}$ is investigational with the set general transmission relation from distributing of number of satellites on his stages. The general transmission relation of mechanism and his distributing on the stages is chosen on the criterion of a minimum of total mass of mechanism. Recommendation on distributing of number of satellites on the stages of mechanism is offered.

Keywords: total mass, planetary mechanism, number of satellites, optimum distributing, criterion of a minimum of mass

УДК 539.3

С.А. НАЗАРЕНКО, к.т.н., с.н.с., с.н.с. каф. СМ НТУ „ХПИ";
Н.А. ТКАЧУК, д.т.н., проф., зав. каф. ТММ и САПР НТУ „ХПИ";
В.Л. ХАВИН, к.т.н., проф., зав. каф. СМ НТУ „ХПИ"

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОФЕССОРА Я.В. СТОЛЯРОВА

Статья посвящена описанию научной и педагогической деятельности выдающегося ученого в области механики и машиноведения, видного деятеля высшего технического образования Я.В. Столярова

Ключевые слова: механика, машиностроение, динамика, прочность, ползучесть, высшее техническое образование

21 октября 2013 года исполнилось 135 лет со дня рождения Якова Васильевича Столярова. В статье сделана первая попытка осмыслить его сложный жизненный путь и разностороннее творческое наследие.

Яков Васильевич Столяров (1878 – 1945 гг.) родился в семье дворянина в городе Осташкове. Его учеба в Харьковском технологическом институте (ХТИ) совпала с периодом основательной реорганизации преподавания. Из общего русла механики выделился ряд развившихся дисциплин: аналитическая, прикладная и строительная механика; общая теория машин, сопротивление материалов, гидравлика и теория турбин; паровые машины; термодинамика; регуляторы и др. Среди учителей Я.В. Столярова были директор ХТИ, создатель отечественной школы механики и машиностроения В.Л. Кирпичев, профессора В. И. Альбицкий, А.В. Гречанинов, Г.А. Латышев, А.И. Предтеченский, И.И. Бобарыков, в дальнейшем заслуженный деятель науки и техники СССР, и др. [1, 2].

Яркое впечатление на Я.В. Столярова оказали лекции по сопротивлению материалов и прикладной механике второго директора ХТИ и председателя Южно-Русского общества технологов Д.С. Зернова [3]. Столяров прослушал лекции по математике профессоров Д.А. Граве, в дальнейшем почетного члена АН СССР, первого математика, ставшего академиком АН Украины, и А.П. Пшеборского, в дальнейшем ректора Харьковского университета, члена Академии технических наук в Варшаве, Общества математиков и механиков в Берлине, аналитической механике – В.А. Стеклова, в дальнейшем вице-президента АН СССР.

От инженера-технолога в тот период требовали универсальности знаний не только в области разнообразного заводского оборудования. В ХТИ инженерам преподавали основы архитектурного проектирования. Они получали право проектировать и строить многообразные сооружения. Преподаватели ХТИ: академик архитектуры А.Н. Бекетов, харьковский городской архитектор С.И. Загоскин, губернский земской архитектор М.И. Ловцов, Харьковский епархиальный архитек-