

v_1 – коэффициенты Пуассона; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа; K_H – коэффициент нагрузки зубчатой передачи, τ_1 и τ_2 – угловые шаги зубчатых колес; f_1 и f_2 – коэффициенты трения скольжения при однопарном и двухпарном зацеплении соответственно.

Список литературы: 1. *Diab Y.* Investigations on Power Losses in High Speed Gears / *Diab Y., Ville F., and Velex P.* // J. Eng. Tribol.-2006.-220. pp.191-298. 2. *Dawson P.H.* High Speed Gear Windage / *P.H Dawson* // – 1988 – GEC Review, 4(3), pp.164-167. 3. *Diab Y.* Windage Losses in High Speed Gears – Preliminary Experimental and Theoretical Results // *Diab Y., Ville F., Velex P., Chagent C.* // – 2004 – Journal of Mechanical Design, Vol. 126, Sept. 2004, pp.903-908. 4. *Anderson N.E.* Spur-Gear-System Efficiency at Part and Full Load / *N.E. Anderson, S.H. Loewenthal* // – 1979. – Tech. rep., NASA, 10 Dec. 1979, TP 1622 AVRADCOM TR 79-46. 5. *Anderson N.E.* Efficiency of Nonstandard and High Contact Ratio Involute Spur Gears / *N.E. Anderson, S.H. Loewenthal* // – 1984 – Fourth International Power Transmission and Gearing Conference, ASME, Cambridge, MA, Oct. 1984, NASA TM 83725 USAAVSCOM TR 84-C-9. 6. *Handschuh R.F.* Preliminary Investigation of the Thermal Behavior of High-Speed Helical Gear Trains / *R.F. Handschuh, C.J. Kilmain* // – 2002 – International Conference on Gears, International Federation for the Theory of Machines and Mechanisms, Munich, Germany, March 2002, NASA/TM-2002-211336 ARL-TR-2661. 7. *Al-Shibl.* Modelling windage power loss from an enclosed spur gear / *K. Al-Shibl, K. Simmons, C.N. Eastwick* // – 2007 – Journal of Power and Energy, Vol.221, 2007, pp.331-341, Proc. IMechE Part A. 8. *Houjoh H.* The sound radiated from gears (on the existence of aerodynamic sound) / *H. Houjoh, K. Umezawa* // – 1987 – JSME Int. J., 1987, 30(259), 153-160. 9. *Houjoh H.* Dynamic behavior of atmosphere in a tooth space of a spur gear during mesh process from the viewpoint of efficient lubrication / *H. Houjoh, S.I. Ohshima, S. Miyata, T. Takimoto, K. Maenami* // – 2000 – In Proceedings of the 8th ASME International Power Transmission and Gearing Conference, 2000, Vol.1, pp.111-118. 10. *Diab Y.* Experimental and numerical investigations on the air-pumping phenomenon in high-speed spur and helical gears / *Y. Diab, F. Ville, H. Houjoh, P. Sainsot, P. Velex* // – 2004 – Proc. IMechE. Vol. 219, Part C: J. Mechanical Engineering Science – 2004. p.785-799. 11. *Milian C.* A Model of the Pumping Action Between the Teeth of High-Speed Spur and Helical Gears / *Milian, J. Distretti, P. Leoni, P. Velex* // VDI Berichte – 2002. – №1665. – p.627-637. 12. *Milian C.* A Model of the Pumping Action Between the Teeth of High-Speed Spur and Helical Gears / *J. Milian, P. Distretti, Leoni, P. Velex* // Gear Technology – May 2004. – p.50-54. 13. *Seetharaman S.* An investigation of load-independent power losses of gear systems: PhD Dissertation / *S. Seetharaman.* – The Ohio State University, 2009. – 169p. 14. *Heingartner P.* Determining Power Losses in the Helical Gear Mesh; Case Study / *P. Heingartner, D. Mba* // – 2003 – DETC'03, ASME 2003 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Vol.4B, pp.965-970. 15. *Ставицкий В.* Исследование аэродинамических потерь энергии в высокоскоростных прямозубых цилиндрических передачах / *В.В. Ставицкий, П.Л. Носко* // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. – Харьков, 2010. – Вып.27. – С.167-173. 16. *Stavitsky V.* Model for prediction of windage losses in geared transmissions – preliminary results / *V. Stavitsky, Nosko P.* // TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. – Lublin, 2010. – Vol.XC – P.116-323. 17. *Stavitsky V.* Power losses by the air-pumping phenomena in high-speed spur gears / *V. Stavitsky, Nosko P., Fil P.* // TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. – Lublin, 2010. – Vol.XC – P.324-331.

Поступила в редколлегию 30.04.11

УДК 621.833

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н., зав. лабораторией ИММС им. В.А. Белого
НАН Беларуси, г. Гомель
Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., доц., СПбГУ ИТМО, г. Санкт-Петербург, Россия
В.Л. БАСИНЮК, д.т.н., директор НТЦ ОИМ НАН Беларуси, г. Минск
Е.И. МАРДОСЕВИЧ, к.т.н., зав. сектором ОИМ НАН Беларуси

ОПТИМИЗАЦИЯ ДВУХПОТОЧНОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА ПО КРИТЕРИЮ МИНИМИЗАЦИИ ОБЪЕМА РЕДУКТОРА

Рассматриваются варианты компоновки двухпоточного зубчатого механизма с двумя ступенями в каждом потоке на предмет оптимизации его кинематической схемы по критерию минимизации габаритных размеров.

Розглядаються варіанти компоновки двухпоточного зубчатого механізму з двома ступенями в кожному потоці на предмет оптимізації його кінематичної схеми за критерієм мінімізації габаритних розмірів.

The variants of arranging a two-flow toothed mechanism with two stages in each flow are considered in order to optimize its kinematic system in terms of minimizing overall dimensions of the mechanism.

Постановка задачи. В настоящее время, благодаря широкому использованию вычислительной техники, методы оптимизации параметров объектов по каким-либо заданным критериям эффективно используются при решении задач оптимизации проектных параметров кинематических схем приборных зубчатых механизмов (габаритных размеров или объема, массы, КПД, суммарной погрешности, приведенного момента инерции и др.).

В настоящей работе дается решение задачи оптимизации двухпоточного редуктора с двумя ступенями в каждом потоке по критерию минимизации его объема. Приводится алгоритм и программа расчета оптимального распределения передаточного отношения по потокам и ступеням редуктора, позволяющая выбрать при заданных параметрах проектирования приемлемый вариант компоновки редуктора с минимальным объемом.

Литературный обзор. В настоящее время разработан ряд высокоэффективных алгоритмов и соответствующих библиотек программ, позволяющих решать сложные задачи оптимизации с применением многообразных вычислительных методов многомерного поиска оптимума с применением ЭВМ [1]. Применительно к зубчатым механизмам силовых передач результаты оптимизационных расчетов по сумме межосевых состояний передач ступеней (с функциональным ограничением по контактной прочности) и решение задачи оптимизации по массе колес редуктора (с функциональными ограничениями по контактной прочности зубьев и по напряжениям изгиба в опасных сечени-

ях зубьев) изложены в учебнике [2], варианты подобного расчета приведены также в справочном и научном издании [3]. Концепция оптимизационных расчетов кинематических параметров одноступенчатых цилиндрического и конического редукторов и двухступенчатых редукторов, приводимых с использованием метода многокритериальной оптимизации, рассматривается в работе [4]. Оптимизируемые параметры-модули зацепления, числа зубьев шестерен и колес первой и второй ступени, передаточные числа второй ступени, удельная ширина зубчатых венцов шестерен; критерии оптимальности – объем привода, равнопрочность контактных и изгибных напряжений 1-ой и 2-ой ступени, разность равнопрочностей.

В плане оптимального проектирования одно и двухступенчатых цилиндрических передач следует также упомянуть работы Б.П. Тимофеева и С.С. Киселева с соавторами [5, 6], в которых рассматриваются закономерности распределения передаточных чисел и межосевых расстояний передач с минимальными габаритами.

Основы оптимизационных расчетов многоступенчатых зубчатых передач приборов изложены в работах Ф.С. Дмитриева [7], О.Ф. Тищенко [8], В. Олексюка [9], С.Н. Истомина [10]. Предлагаются аналитические решения и графические зависимости для выбора оптимальных кинематических параметров по критериям КПД, сумме межосевых расстояний (или объему редуктора), массе колес, моменту инерции вращающихся масс, накопленной погрешности и др.; получены аналитические зависимости для выбора оптимальных значений числа ступеней и передаточного числа ступеней редукторов со ступенчатой компоновкой по развернутой схеме, орбитальной компоновкой; разработаны алгоритмы и компьютерные программы автоматизации расчетов на ЭВМ [10]. Дальнейшее развитие данного направления в наших работах [11-17] позволило получить уточненные решения для редукторов, скомпонованных по схеме уступом с расположением ступеней под углом к линии, проходящей через центры входного и выходного валов; найти аналитические решения для орбитальной компоновки с равномерным и неравномерным распределением передаточного отношения по ступеням редуктора; рассмотреть вариант соосной компоновки многоступенчатого редуктора и предложить алгоритм его оптимизационного расчета по критерию минимизации объема редуктора.

Переходя к анализу работ по оптимизации многопоточных зубчатых передач, отметим, что, во-первых, информация по этой тематике в технической литературе весьма ограничена, во-вторых, следует в определенном смысле различать само понятие термина *многопоточная передача* в применении к силовым и кинематическим приборным передачам.

Разделение силового потока на параллельные ветви в силовой передаче производится в основном с целью снижения сил в зацеплении, более равномерного распределения нагрузки, уменьшения габаритных размеров и массы привода. Наиболее полно этот тип передач квалифицирован как многопоточные в работе [2], в работе [18] рассматриваются, в частности, особенности

сборки зубчатых колес двухпоточного двухступенчатого соосного редуктора и приводится методика расчета торсионных валов, соединяющего торцы промежуточные валов быстроходной ступени с торцами промежуточных валов тихоходной ступени.

Классическими примерами многопоточных силовых передач являются известные компоновочные схемы:

– *двухступенчатого однопоточного редуктора*, в котором используется *раздвоенная быстроходная ступень*;

– *двухпоточного редуктора с соосным расположением входного и выходного валов*, параллельной передачей крутящего момента на два промежуточных вала и последующим соединением двух потоков мощности на выходном валу;

– редуктора с передачей вращения от нескольких источников на один ведомый вал;

– *многоступенчатого планетарного редуктора*, число силовых потоков которого соответствует числу сателлитов.

Для кинематических приборных зубчатых передач характерной особенностью является создание зубчатых механизмов с двумя и более выходными валами, с целью создания компактной конструкции, скомпонованной в едином корпусе. Такие схемы механизмов обычно имеют последовательное или параллельное распределение мощности по потокам.

Авторам известен только один информационный источник [10], в котором достаточно основательно рассмотрены вопросы оптимизационных расчетов при проектировании двухпоточных механизмов, приведены структурные схемы алгоритмов и программы расчета. Рассматриваются схемы с двухпоточной компоновкой, оптимизируемые по габаритам, КПД, угловой погрешности и инерционности. На примерах этих схем показан единый методологический подход к решению задачи, который можно применить к любой другой компоновочной схеме двухпоточного механизма.

В соответствии с поставленной задачей минимизации объема редуктора проведем анализ приведенных в [10] компоновочных схем только по критерию минимизации габаритных размеров.

Рассмотрим варианты схем на рисунке 1.

На схеме рисунке 1а представлен многопоточный редуктор с двумя ступенями в правом потоке, для которого по исходным данным ($n_1=1000\text{мин}^{-1}$; $n_2=220\text{мин}^{-1}$; передаточные числа в потоках $u_1=4,2$; $u_2=19,4$) получено оптимальное значение передаточного числа первой ступени правого потока $u_{1,2opt}=3,4$, при этом минимальный удельный объем

$$V_{0opt} = V / m^3 z^2 \psi_{bm} N = 0,65.$$

Особенностью компоновки схемы на рисунке 1,б является то, что выходные валы располагаются на одном уровне. В каждом потоке механизм имеет по две ступени.

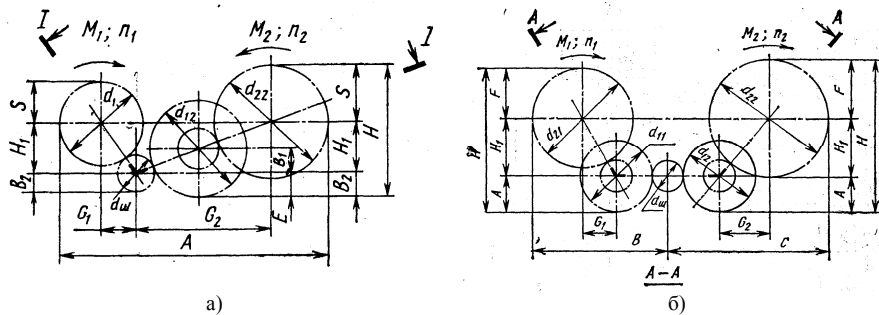


Рисунок 1 – Схема двухпоточного зубчатого механизма:

а – с двумя ступенями в правом потоке; б – с двумя ступенями в обоих потоках [10]

Для этой схемы при исходных данных ($n_1=200\text{мин}^{-1}$, $n_2=150\text{мин}^{-1}$, $u_1=14,5$; $u_2=19,333$) минимуму объема ($V_{0\text{opt}}=0,85$) соответствует оптимальное передаточное число первой ступени правого потока $u_{12\text{opt}}=4,6$, при этом передаточное число второй ступени правого потока $u_{22\text{opt}}=4,22$. Распределение передаточных чисел по ступеням в левом потоке $u_{11\text{opt}}=3,5$; $u_{21\text{opt}}=4,14$.

Исходные данные и алгоритм оптимизационного расчета двухпоточного редуктора. Рассмотренный выше частный вариант оптимизации двухпоточного редуктора по критерию минимизации объема V не позволяет комплексно, с учетом широких возможностей варьирования сочетанием передаточных чисел в ступенях левого и правого потоков, найти оптимальное решение задачи. Очевидно, что для решения задачи оптимизации двухпоточного редуктора необходимо рассмотреть более широкий диапазон сочетаний u_j , что предполагает анализ схемы механизма, представленной на рисунке 2, где указаны принятые обозначения определяемых параметров: передаточные числа в ступенях левого и правого потоков $u_{л1}$, $u_{л2}$, $u_{п1}$, $u_{п2}$, а также приведены элементы габаритных размеров левого ($L_л$, $H_{л1}$, $H_{л2}$, $H_л$) и правого ($L_п$, $H_{п1}$, $H_{п2}$, $H_п$) потоков.

Рассмотрим алгоритм комплексного решения задачи при разных сочетаниях u_j в заданном диапазоне при следующих исходных данных:

1. Проектируется двухпоточный двухступенчатый зубчатый механизм с произвольной разбивкой передаточного отношения по ступеням редуктора, причем центры осей первых ступеней левого и правого потоков лежат на одной прямой, а центры осей выходных валов левого и правого потоков лежат на одной прямой, параллельной прямой, соединяющей центры осей ведущего и промежуточных валов редуктора (см. рисунок 2).

2. Общее передаточное число правого потока $u_{пн}$ принимается большим, чем левого $u_{лн}$: $u_{пн} > u_{лн}$.

3. Расчеты проводятся для вариантов максимально допустимого угла φ_{max}

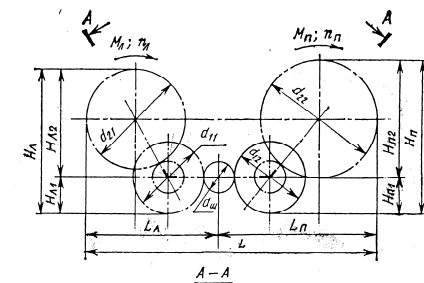


Рисунок 2 – Расчетная схема двухпоточного зубчатого механизма

4. Для наглядности рассчитывается численный пример.

Примечание. В связи с унифицированными кинематическими параметрами обеих ступеней и обоих потоков (m, z, ψ_{bm}), расчет проводится по удельным показателям объема V_0 , длины L , высоты H и ширины B . Удельный объем $V_0 = V/\gamma$, где $\gamma = m^3 z^2 \psi_{bm} [N + (N+1)k] = 1^3 \cdot 17^2 \cdot 6 \cdot 2,45 = 4248,3$.

Исходные данные представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета двухпоточного редуктора

Наименование параметра	Обозначение параметра	Численное значение параметра
1 Частота вращения электродвигателя, мин^{-1}	$n_{\text{дв}}$	2900
2 Частота вращения выходных валов потоков левого, мин^{-1}	$n_{\text{лн}}$	200
правого, мин^{-1}	$n_{\text{пн}}$	1500
3 Модуль зацепления, мм	m	1,0
4 Число зубьев шестерен в стержнях правого и левого потоков	z	17
5 Коэффициент ширины зубчатого венца	ψ_{bm}	6
6 Предельные передаточные отношения – в ступенях левого потока		$2 \leq u_j \leq 7,25$
– в ступенях правого потока		$2,071 \leq u_j \leq 9,333$
7 Число рядов	n	2
8 Коэффициент, учитывающий зазоры между торцовыми поверхностями зубчатых колес	k	0,15

между линией, соединяющей центры осей первых ступеней и линией, соединяющей центры осей ведущего и ведомого валов второй ступени левого (1) или правого (2) потока при расположении межосевой линии левого (1) или правого (2) потока перпендикулярно межосевым линиям первых ступеней механизма. Угол φ_{max} в зависимости от вариантов (1) и (2) рассчитывают по формулам:

$$1) \sin \varphi_{\text{max}} = (1 + u_{л2}) / (1 + u_{н2});$$

$$2) \sin \varphi_{\text{max}} = (1 + u_{п2}) / (1 + u_{л2}).$$

Алгоритм расчета объема двухпоточного редуктора приведен в таблице 2.

Таблица 2 – Алгоритм расчета габаритных размеров и объема двухпоточного редуктора

Наименование параметра	Обозначение параметра	Численное значение параметра
1	2	3
1 Общее передаточное число левого потока $u_{лн}$ $u_{лн} = n_{о\delta} / n_{лн} = 2900 / 200 = 14,5$	$u_{лн}$	14,5
2 Общее передаточное число правого потока $u_{нн}$ $u_{нн} = n_{о\delta} / n_{нн} = 2900 / 150 = 19,333$	$u_{нн}$	19,333
3 Удельная длина левой части редуктора L_l – при $u_{л2} \leq u_{н2}$ и $u_{л2} > u_{л1}$; $L_l = 1 + u_{л1} + u_{л2}$ – при $u_{л2} \leq u_{н2}$ и $u_{л1} > u_{л2}$; $L_l = 1 + 2u_{л1}$ – при $u_{л2} > u_{н2}$; $L_l = 1 + u_{л1} + u_{л2} + (1 + u_{л2}) \cos \varphi$	L_l	
4 Удельная длина правой части редуктора L_n – при $u_{л2} < u_{н2}$; $L_n = 1 + u_{л1} + u_{л2} + (1 + u_{л2}) \cos \varphi$ – при $u_{л2} \geq u_{н2}$ и $u_{н2} > u_{л1}$; $L_n = 1 + u_{н1} + u_{н2}$ – при $u_{л2} \geq u_{н2}$ и $u_{н2} < u_{л1}$; $L_n = 1 + 2u_{н1}$	L_n	
5 Удельная высота левой части редуктора $H_l = H_{л1} + H_{л2}$ – при $u_{л2} \leq u_{н2}$; $H_{л1} = u_{л1}$; $H_{л2} = 1 + 2u_{л2}$ – при $u_{л2} > u_{н2}$; $H_{л1} = u_{л1}$; $H_{л2} = (1 + u_{л2}) \sin \varphi + u_{л2}$	H_l	
6 Удельная высота правой части редуктора $H_n = H_{н1} + H_{н2}$ – при $u_{л2} < u_{н2}$ $H_{н1} = u_{н1}$; $H_{н2} = u_{н2} + (1 + u_{н2}) \sin \varphi$ – при $u_{л2} \geq u_{н2}$ $H_n = u_{н1}$; $H_{н2} = 1 + 2H_{н2}$	H_n	
7 Удельная длина L редуктора $L = L_l + L_n$	L	
8 Удельная высота редуктора H . Примечание: В зависимости от варианта соотношения передаточных чисел в ступенях левого и правого потоков редуктора рассчитывают максимальную высоту редуктора H_{max} , принимая во внимание соотношение элементов высоты его левой и правой частей $H_{л1}$, $H_{л2}$, $H_{н1}$, $H_{н2}$.	H	
9 Ширина редуктора	B	
10 Удельный объем редуктора $V_0 = H \cdot L \cdot B$	V_0	

Продолжение таблицы 2

1	2	3
11 Допустимые предельные значения передаточных отношений ступеней редуктора в левом и правом потоках: – для левого потока принимаем $u_{\varepsilon, min} = 2$, тогда $u_{л2, max} = u_{лн} / u_{л1, min} = 14,5 / 2 = 7,25$	$u_{л1, min}$ $u_{л2, max}$	2,0 7,25
– для правого потока принимаем $u_{н, min} = 2,071$, тогда $u_{н2, max} = u_{нн} / u_{н1, min} = 19,333 / 2,071 = 9,333$	$u_{н1, min}$ $u_{н2, max}$	2,071 9,333
12 Интервалы чисел для ступеней правого и левого потоков: – первая ступень левого потока – вторая ступень левого потока – первая ступень правого потока – вторая ступень правого потока	$u_{л1, min} \div u_{л2, max}$ $u_{л2, max} \div u_{л2, min}$ $u_{н1, min} \div u_{н1, max}$ $u_{н2, max} \div u_{н2, min}$	2,0 ÷ 7,0 7,25 ÷ 2,071 2,667 ÷ 9,333 7,25 ÷ 2,071

Подготовка данных для разработки программы автоматизированного расчета. По принятому алгоритму расчета удельные габаритные размеры редуктора L и H зависят только от величины передаточных чисел ступеней левого и правого потоков, поэтому в дальнейших выкладках и в самой программе речь пойдет об удельном объеме V_0 , рассчитываемом как произведение $L \times H$, при условно принятой удельной ширине редуктора $B=1$.

Предварительно, по исходным данным численного примера, определялись варианты компоновочных схем редуктора. Диапазон передаточных чисел первой ступени левого потока $u_{л1}$ разбивали на интервалы с шагом 0,5, принимали соответствующее количество интервалов передаточных чисел первой ступени правого потока $u_{н2}$, и рассчитывали передаточные числа вторых ступеней левого и правого потока (таблица 3), в результате чего были определены возможные варианты сочетаний передаточных чисел (таблица 4). Примеры компоновочных схем, построенные в соответствии с данными таблицы 4, приведены на рисунке 3. Обобщенные результаты подготовительного этапа разработки программы представлены в таблице 5, в которую для более четкого понимания общих закономерностей сочетания передаточных чисел внесены дополнительные данные с вариантами $u_{н1}=u_{л1}$. Анализ данных таблицы 5 позволяет обнаружить характерные сочетания передаточных чисел, например, 1-3 – $u_{н1}=u_{л1}$; 4, 5, 6 – $u_{н2}=u_{л2}$; переходы от условия $u_{н1} < u_{н2}$ к условию $u_{н1} > u_{н2}$ (вертикальная линия); переход от условия $u_{л1} < u_{л2}$ к условию $u_{л1} > u_{л2}$ (горизонтальная линия); условие, отличающее вариант 14 – $u_{л1} > u_{н2}$ от остальных вариантов, для которых $u_{л1} < u_{н2}$ и которое в основном определяет конфигурацию редуктора (см. рисунок 3).

Следующим этапом подготовки данных стало определение условия отсутствия интерференции колес второй ступени левого и правого потоков при $u_{л2} = u_{н2}$ по схемам рисунка 3 а,б,в, записываемого в виде:

$$(u_{n_1} + u_{n_1} + 2) \geq (u_{n_1} + u_{n_2}). \quad (1)$$

Учитывая, что

$$u_{n_1} = u_{n1} / u_{n2}; \quad u_{n_1} = u_{n1} / u_{n2}.$$

принимая во внимание равенство $u_{n_2} = u_{n2}$ и, приравнявая левую и правую части, после несложных преобразований, получим квадратное уравнение:

$$u_{n2}^2 - u_{n2} - (u_{n1} + u_{n1}) / 2 = 0. \quad (2)$$

Таблица 3 – Массив передаточных чисел ступеней, используемый при разработке программы автоматизированного проектирования двухпоточного редуктора

$u_{n1} \backslash u_{n2}$	Значения u_{n2}/u_{n1} при u_{n1}										
	2,667	3,333	4,0	4,667	5,333	6,0	6,667	7,333	8,0	8,667	9,333
2	7,25 7,25	5,8 7,25	4,833 7,25	4,143 7,25	3,625 7,25	3,222 7,25	2,9 7,25	2,636 7,25	2,417 7,25	2,231 7,25	2,071 7,25
2,5	7,25 5,8	5,8 5,8	4,833 5,8	4,143 5,8	3,625 5,8	3,222 5,8	2,9 5,8	2,636 5,8	2,417 5,8	2,231 5,8	2,071 5,8
3	7,25 4,833	5,8 4,833	4,833 4,833	4,143 4,833	3,625 4,833	3,222 4,833	2,9 4,833	2,636 4,833	2,417 4,833	2,231 4,833	2,071 4,833
3,5	7,25 4,143	5,8 4,143	4,833 4,143	4,143 4,143	3,625 4,143	3,222 4,143	2,9 4,143	2,636 4,143	2,417 4,143	2,231 4,143	2,071 4,143
4	7,25 3,625	5,8 3,625	4,833 3,625	4,143 3,625	3,625 3,625	3,222 3,625	2,9 3,625	2,636 3,625	2,417 3,625	2,231 3,625	2,071 3,625
4,5	7,25 3,222	5,8 3,222	4,833 3,222	4,143 3,222	3,625 3,222	3,222 3,222	2,9 3,222	2,636 3,222	2,417 3,222	2,231 3,222	2,071 3,222
5	7,25 2,9	5,8 2,9	4,833 2,9	4,143 2,9	3,625 2,9	3,222 2,9	2,9 2,9	2,636 2,9	2,417 2,9	2,231 2,9	2,071 2,9
5,5	7,25 2,636	5,8 2,636	4,833 2,636	4,143 2,636	3,625 2,636	3,222 2,636	2,9 2,636	2,636 2,636	2,417 2,636	2,231 2,636	2,071 2,636
6	7,25 2,417	5,8 2,417	4,833 2,417	4,143 2,417	3,625 2,417	3,222 2,417	2,9 2,417	2,636 2,417	2,417 2,417	2,231 2,417	2,071 2,417
6,5	7,25 2,231	5,8 2,231	4,833 2,231	4,143 2,231	3,625 2,231	3,222 2,231	2,9 2,231	2,636 2,231	2,417 2,231	2,231 2,231	2,071 2,231
7	7,25 2,071	5,8 2,071	4,833 2,071	4,143 2,071	3,625 2,071	3,222 2,071	2,9 2,071	2,636 2,071	2,417 2,071	2,231 2,071	2,071 2,071

Таблица 4– Варианты соотношения между передаточными числами в ступенях левого и правого потоков

№№ вариантов	u_{n2} и u_{n2}	u_{n1} и u_{n1}	u_{n1} и u_{n2}	u_{n1} и u_{n2}
1	2	3	4	5
1	$u_{n2} < u_{n2}$	$u_{n1} = u_{n1}$	$u_{n1} < u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n2}$
2	$u_{n2} < u_{n2}$	$u_{n1} = u_{n1}$	$u_{n1} > u_{n2}$	$u_{n1} > u_{n2}$
3	$u_{n2} < u_{n2}$	$u_{n1} = u_{n1}$	$u_{n1} > u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n2}$
4	$u_{n2} = u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n1}$	$u_{n1} < u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n2}$

Продолжение таблицы 4

1	2	3	4	5
5	$u_{n2} = u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n1}$	$u_{n1} < u_{n2}$	$u_{n1} > u_{n2}$
6	$u_{n2} = u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n1}$	$u_{n1} > u_{n2}$	$u_{n1} > u_{n2}$
7	$u_{n2} < u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n1}$	$u_{n1} < u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n2}$
8	$u_{n2} < u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n1}$	$u_{n1} < u_{n2}$	$u_{n1} > u_{n2}$
9	$u_{n2} < u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n1}$	$u_{n1} > u_{n2}$	$u_{n1} > u_{n2}$
10	$u_{n2} < u_{n2}$	$u_{n1} > u_{n1}$	$u_{n1} < u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n2}$
11	$u_{n2} < u_{n2}$	$u_{n1} > u_{n1}$	$u_{n1} > u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n2}$
12	$u_{n2} < u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n1}$	$u_{n1} < u_{n2}$	$u_{n1} > u_{n2}$
13	$u_{n2} > u_{n2}$	$u_{n1} > u_{n1}$	$u_{n1} > u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n2}$
14	$u_{n2} > u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n1}$	$u_{n1} < u_{n2}$	$u_{n1} > u_{n2}$
15	$u_{n2} > u_{n2}$	$u_{n1} < u_{n1}$	$u_{n1} > u_{n2}$	$u_{n1} > u_{n2}$

Примечание: Номера вариантов соответствуют вариантам схем по рисунку 3.

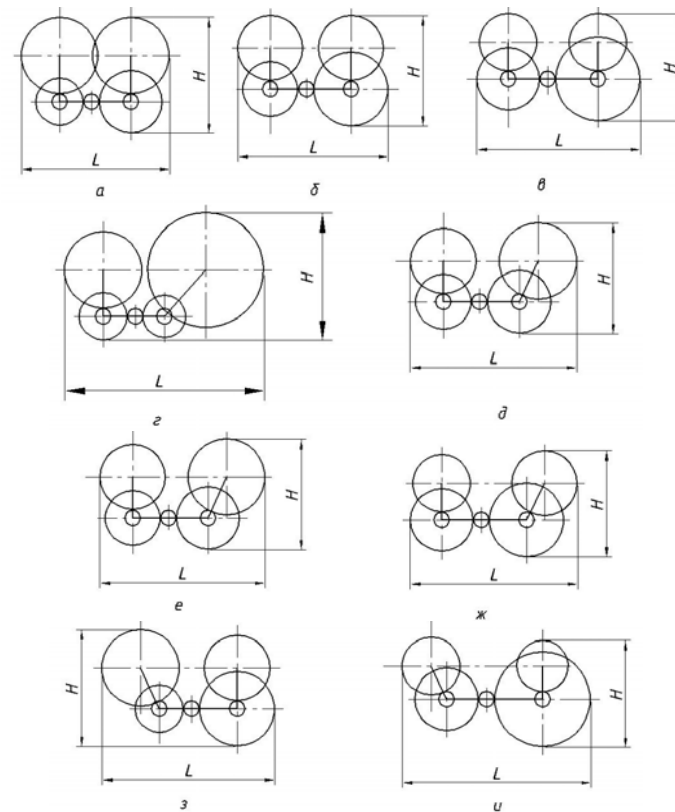


Рисунок 3 – Примеры вариантов компоновочных схем двухпоточного зубчатого механизма: обозначение номера варианта соответствует номерам компоновок таблицы 4:

а – 4; б – 5; в – 6; г – 10; д – 7; е – 11; ж – 9; з – 14; и – 15

Корень уравнения

$$u_{n2} = u_{n2} = \frac{1}{2} \pm \sqrt{\frac{1}{4} + (u_{nn} + u_{nn})/2}. \quad (3)$$

Пример:

Задано $u_{nn}=19,333$; $u_{nn}=14,5$.

В результате решения уравнения (2) имеем

$$u_{n2} = u_{n2} = \frac{1}{2} \pm \sqrt{\frac{1}{4} + (19,333 + 14,5)/2} = 4,643,$$

$$u_{n1} = 14,5/4,643 = 3,123, \quad u_{n1} = 19,333/4,643 = 4,164.$$

Условие (1) выполняется

$$3,123 + 4,164 + 2,0 \approx 2 \times 4,643.$$

Программа автоматизированного расчета. При разработке программы принимались во внимание, в соответствии с таблицей 5, как основные варианты сочетания u_j в левом и правом потоках ($u_{n1} < u_{n2}$, $u_{n1} < u_{n2}$ – левый верхний квадрант; $u_{n1} > u_{n2}$, $u_{n1} < u_{n2}$ – левый нижний квадрант; $u_{n1} < u_{n2}$, $u_{n1} > u_{n2}$ – правый верхний квадрант; $u_{n1} > u_{n2}$, $u_{n1} > u_{n2}$ – правый нижний квадрант), так и специфические частные варианты сочетания u_j , например, 1-3 – $u_{n1} = u_{n1}$; 4-6 – $u_{n2} = u_{n2}$; 7-9 – $u_{n1} > u_{n1}$ и т.д.

Таблица 5 – Варианты схем распределения общих передаточных чисел левого и правого потоков по ступеням

	u_{n1}	2,0	2,5	2,667	3,0	3,333	3,5	4,0	4,5	4,667	5,0	5,331	5,5	6,0	6,5	6,667	7,0	7,333	8,0	8,667	9,333	
u_{n1}	u_{n2}	9,667	7,733	7,25	6,444	5,8	5,527	4,833	4,297	4,143	3,867	3,625	3,515	3,222	2,974	2,9	2,762	2,636	2,417	2,231	2,071	
2,0	7,25	1	7	4				13														
2,5	5,8		1	7	4																	
3,0	4,833				1	7	4															
3,5	4,143							10					1	7	8	5						
4,0	3,625													2								
4,5	3,222														3							
5,0	2,9																					
5,5	2,636																					
6,0	2,417																					
6,5	2,231																					
7,0	2,071																					

Примечание: Основные варианты схем приведены на рисунке 3.

На первом этапе по исходным данным, приведенным в таблице 1, по формулам таблицы 2 с шагом 0,5 разбиения интервала $u_{n1}=2,0 \div 7,0$ рассчитываются удельные объемы V_0 для всего массива сочетаний u_j , представленного в таблице 3 (рисунок 4). Анализ результатов расчета позволяет обнаружить следующие закономерности:

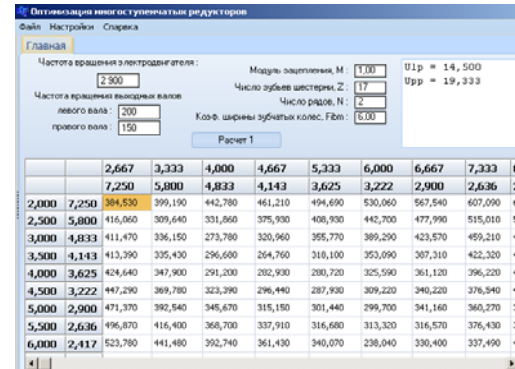


Рисунок 4 – Окно исходных данных и результатов расчета удельного объема двухпоточных зубчатых механизмов по критерию минимизации объема редуктора

ся двумя кривыми – левая ветвь соответствует условию $u_{n2} < u_{n2}$, правая – $u_{n2} > u_{n2}$. Соответствующие уравнения приведены ниже

– рисунок 5, левая ветвь – 1:

$$V_0 = -10,322u_{n1}^3 + 144,554u_{n1}^2 - 696,867u_{n1} + 1409,968;$$

– рисунок 5, правая ветвь – 9:

$$V_0 = -5,099u_{n1}^3 + 95,315u_{n1}^2 - 545,915u_{n1} + 1254,814.$$

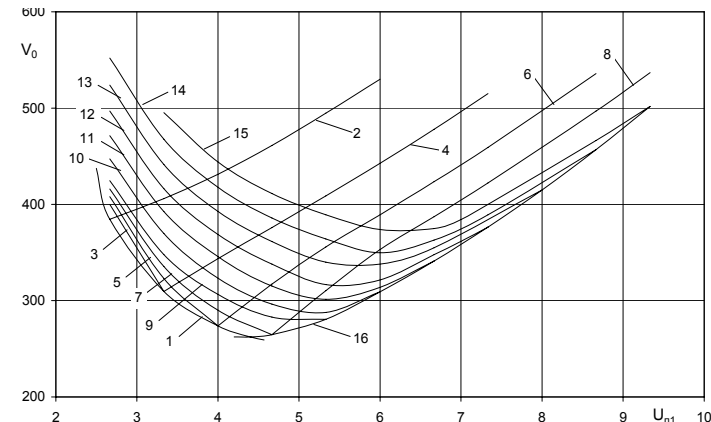


Рисунок 5 – Зависимость удельного объема механизма V_0 от соотношения передаточных чисел в ступенях левого и правого потоков:

- 1, 9 – $u_{n2} = u_{n2}$; 2 – $u_{n1} = 3,0$, $u_{n1} = 3,5$; 4 – $u_{n1} = 4,0$; 5 – $u_{n1} = 4,25$; 6 – $u_{n1} = 4,5$; 7 – $u_{n1} = 5,0$; 8 – $u_{n1} = 5,5$;
- 1, 16 – $u_{n2} = u_{n2}$; 2 – $u_{n1} = 2,0$; 3, 4 – $u_{n1} = 2,5$; 5, 6 – $u_{n1} = 3,0$; 7, 8 – $u_{n1} = 3,5$; 9 – $u_{n1} = 4,0$; 10 – $u_{n1} = 4,5$;
- 11 – $u_{n1} = 5,0$; 12 – $u_{n1} = 5,5$; 13 – $u_{n1} = 6,0$; 14 – $u_{n1} = 6,5$; 15 – $u_{n1} = 7,0$; 2, 4, 6, 8 – $u_{n2} > u_{n2}$;
- 3, 5, 7, 9, 11-16 – $u_{n2} > u_{n2}$ (правые ветви графиков $u_{n1} = 4,0$; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0 – не показаны)

На график нанесены также линии, соответствующие условию $u_{n1} = \text{const}$.

Учитывая выявленные закономерности, на следующем этапе расчета была реализована процедура выделения подходящего по техническому заданию варианта компоновки, разбиению для принятого варианта диапазона передаточных чисел u_{n1} в районе $V_{0\text{min}}$ с шагом 0,01 и уточненному определению кинематических параметров по условию минимизации объема редуктора (рисунок 6).



Рисунок 6 – Окно исходных данных и результатов расчета оптимальных кинематических параметров двухпоточного зубчатого редуктора по критерию минимизации его объема: $u_{n1}=14,5$; $u_{n2}=19,333$

полученных зависимостей и выявленных закономерностей работа будет направлена на совершенствование формы подачи результатов расчета и повышение уровня удобств для пользователя программой.

Список литературы. 1. Шуп Т. Решение инженерных задач на ЭВМ. М.: Мир, 1982. – 238с. 2. Иосифович Г.Б. Детали машин / Учебник для студентов машиностроительных специальностей ВУЗов. – М.: Машиностроение, 1998. – 368с. 3. Старжинский В.Е. и др. Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах приборов. Расчет и конструирование / Справочное и научное издание. Под общ. ред. В.Е. Старжинского и Е.В. Шалобаева – Санкт-Петербург-Гомель: ИММС НАН Б, 1998. – 538с. 4. Попов В.Б., Довжало В.А. Многокритериальная оптимизация параметров редуктора механического привода // Проблемы и перспективы развития транспортных систем и строительного комплекса: Тез. докл. Междунар. науч.-практ. конф. Ч.II / Под общ. ред. В.И. Сенюко. – Гомель: БелГУТ, 2003. – С.106-109. 5. Киселев С.С., Брицкий В.Д., Тимофеев Б.П., Степанов А.А. Общая таблица передаточных чисел и ее свойства / Тр. V сессии междунар. науч. школы "Современные фундаментальные проблемы и прикладные задачи теории точности и качества машин, приборов и систем". – СПб.: ИПМаш РАН, 2004. – С.186-194. 6. Тимофеев Б.П., Киселев С.С. Закономерности расчета цилиндрических зубчатых передач минимальных габаритов / Сб. докл. научно-техн. конф. с междунар. участием "Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения". Ижевск: ИжГТУ, 2008. – С.169-173. 7. Дмитриев Ф.С. Проектирование редукторов точных приборов. Л.: Машиностроение, 1971. – 160с. 8. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование (в 2-х частях) // Под ред. О.Ф. Тищенко. Ч.1. – М.: Высшая школа, 1978. – 328с. 9. Олексюк В. К вопросу выбора оптимальных передаточных отношений в зубчатых редукторах / Измерения, автоматика, контроль (польск.). 1964. – №12. 10. Истомин С.Н. Проектирование

мелкомодульных передач с применением ЭВМ. М.: Машиностроение, 1985. – 176с. 11. Старжинский В.Е., Осипенко С.А., Шалобаев Е.В. Выбор оптимальных передаточных чисел многоступенчатых соосных зубчатых механизмов с минимальным объемом // Теория и практика зубчатых передач: Труды междунар. Конфер. 18-20 нояб. 1998г. – Ижевск: ИжГТУ, 1998. – С.160-165. 12. Starzhinsky V.E., Osipenko S.A., Shalobaev E.V. Optimization of Multistage Toothed Mechanisms // Mechanics in Design'98: Proceedings of the International Conference, 6-9 July 1998, Nottingham, 1998. pp. 111-119. 13. Старжинский В.Е., Шалобаев Е.В., Осипенко С.А., Бабченко А.А. Оптимизация многоступенчатых приборных зубчатых редукторов с орбитальной компоновкой // Передачи и трансмиссии. – 1999. – №2. – С.15-24. 14. Шалобаев Е.В., Монахов Ю.С., Старжинский В.Е. Состояние и перспективы развития соосных многоступенчатых редукторов нового поколения // Материалы Всероссийской научно-практической конференции с международным участием / Под ред. Е.В. Шалобаева. Изд. 2-е, доп. и испр. – СПб.: ЦЦП "Светоч", 2003. – С.55. 15. Шалобаев Е.В., Старжинский В.Е., Осипенко С.А. Компоновочные схемы и оптимизация кинематических параметров редукторов приборов // Материалы Всероссийской научно-практической конференции с международным участием / Под ред. Е.В. Шалобаева. Изд. 2-е, доп. и испр. – СПб.: ЦЦП "Светоч", 2003. – 236с. 16. Старжинский В.Е., Осипенко С.А., Шалобаев Е.В. Выбор кинематических параметров многоступенчатых зубчатых механизмов // Вестник Харьковского политехнического университета. – Вып.109. – 2000. – С.173-180. 17. Starzhinsky V., Ossipenko S., Shalobaev E., Monahov Yu. Optimization of Multistage Instrumental Toothed Reducers by Volume Minimization Criterion. Proceedings of the 2nd International Conference "Power Transmissions 2006" (April 25-26, 2006, Novi Sad, Serbia and Montenegro). Faculty of Technical Sciences, Novi Sad, pp.95-102. 18. Зиборов С.Н., Макаревич А.В. Схемы многопоточных зубчатых механизмов с неподвижными осями колес. http://library.fentu.ru/index.php?option=com_reader&cat=fentu_vlogdin_2002_mi&Itemid=21&numPdf=26&dw=1 – С.43-45.

Поступила в редакцию 12.04.11

УДК 621.831

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., главн. инженер проекта ПАО НКМЗ,
г. Краматорск
Г.С. СУКОВ, к.э.н., ген. директор ПАО НКМЗ
М.Г. СУКОВ, зам. начальника цеха ПАО НКМЗ
А.И. ТИТАРЕНКО, к.т.н., главн. инженер ПМО ПАО НКМЗ
В.И. КОЛОЗИН, зам. главн. инженера ПМО ПАО НКМЗ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ В ОБЛАСТИ КОНТАКТА ГИБКОГО КОЛЕСА С ГЕНЕРАТОРОМ ВОЛН

Исследования выполнены в условиях тяжелого машиностроения относительно крупных волновых передач. Получены экспериментальные значения распределения нагрузки, приложенной к гибкому колесу со стороны дисков генератора волн, от положения главной оси, при различной величине крутящего момента на тихоходном валу волновой передачи. Установлен характер зависимости результирующей силы, действующей на диски генератора волн со стороны гибкого колеса, от величины крутящего момента на тихоходном валу.

Дослідження виконані в умовах важкого машинобудування стосовно до великих хвильових передач. Отримано експериментальні значення розподілу навантаження, прикладеної до гнучкого колеса з боку дисків генератора хвиль, від положення головної осі, при різній величині крутного моменту на тихо-