В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н., доц., главный научный сотрудник
ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси, Гомель;
В.Л. БАСИНЮК, д.т.н., доц., директор НТЦ ОИМ НАН Беларуси, Минск;
Е.И. МАРДОСЕВИЧ, к.т.н., заведующая сектором ОИМ НАН Беларуси;
Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., профессор СПбГУ ИТМО, Санкт-Петербург, Россия

АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ ПО ПРОБЛЕМЕ ОПТИМИЗАЦИИ КОМПОНОВОЧНЫХ СХЕМ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Рассматривается проблема оптимизации компоновочных схем силовых редукторов и зубчатых механизмов приборов. На основании анализа разных подходов и методов оптимизации разнообразных схем компоновки приводятся обобщенные рекомендации по оптимальному проектированию зубчатых механизмов.

Ключевые слова: оптимизация, зубчатый механизм, силовой редуктор.

Введение. Проблема оптимизации компоновочных схем зубчатых механизмов рассматривается в технической литературе постоянно и с разных сторон. Достаточно полно разработаны методические основы оптимизации, проведены исследования по оптимизации различных типов передач по разным критериям, выработаны конкретные рекомендации по проектированию передач с оптимальными параметрами кинематических схем.

Цель работы – проанализировать и обобщить полученные результаты и сформулировать общие рекомендации по оптимальному проектированию зубчатых механизмов.

Цели оптимизации и методы решения задач оптимального проектирования. Как известно [1-3], задача оптимального проектирования состоит в определении цели и соответствующего ей критерия оптимальности, переводе задачи на математический язык и построении математической модели, отражающей формализованное описание критерия оптимальности, условия функционирования узла и требования, предъявляемые к его отдельным параметрам. В процессе оптимизации отыскиваются переменные проектирования (проектные параметры), на которые накладываются функциональные, параметрические и другие ограничения. Оптимизационный расчет выполняется по одному или нескольким критериям (целевым функциям), зависящим от общего проектного параметра. Оптимизация по одной целевой функции сводится к определению проектного параметра, соответствующего ее максимуму или минимуму. Экстремум функции обычно определяется из условия равенства нулю уравнения производной. Если функция представлена в виде графика, то экстремум находится методом графического дифференцирования. При решении задачи на ЭВМ пользуются итерационными численными методами дихотомии, золотого сечения, Фибоначчо. При многомерном поиске оптимального решения применяются разнообразные классические методы: метод дифференциального исчисления, метод множителей Лагранжа и динамического программирования, принцип максимума Понтрягина. Используются также методы покоординатного подъема (спуска), случайного поиска, градиентные методы (в том числе методы сопряженных градиентов), методы переменной метрики, метод конфигураций, симплекс-метод, метод штрафных функций и др. Отдельно отметим оригинальную комбинированную методику оптимизации соосных ступенчатых зубчатых механизмов, основанную на совмещении методов $LP\tau$-последовательности и сужения окрестностей поиска решения [4]. Аналогичный подход применяют авторы в [5] при оптимизации параметров одно- и двухступенчатых цилиндрических и конических редукторов. Поиск решения в [5] осуществляется с помощью диалоговой подсистемы DMS, базирующейся на методе исследования пространства оптимизируемых параметров [6] с выделением паретовских решений и определением из них окончательного варианта формальными или интерактивными методами [7]. В инженерной практике, при поиске оптимума удобно представлять исходные целевые функции (имеющие в общем случае различные размерности) в нормированной безразмерной форме (целевая функция нормируется по ее максимальному либо минимальному значению) – в виде так называемых составных функций. Методология формирования составных функций, а также алгоритм и программа расчета нормированных значений целевой функции подробно описана в работе [2].

Основные критерии оптимизации зубчатых механизмов. В сложившейся практике оптимизации зубчатых механизмов разнообразного назначения критериями оптимизации обычно принимаются следующие (для одно-, двух- и трехступенчатых цилиндрических и конических редукторов):

1) минимизация суммы межосевых расстояний (общего объема привода, длины или высоты редуктора);

2) минимальная масса редуктора (масса колес редуктора);

3) равнопрочность по контактным и изгибным напряжениям.

При этом параметрами функциональных ограничений могут быть приняты контактная прочность или напряжения изгиба в опасном сечении зуба.

Для многоступенчатых и многопоточных зубчатых механизмов приборов кроме критериев по п.п. 1-3 оптимизацию проводят по критериям:

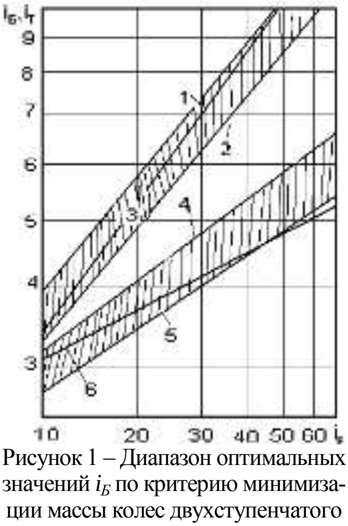

Рисунок 1 – Диапазон оптимальных значений $i_Б$ по критерию минимизации массы колес двухступенчатого цилиндрического редуктора:
1 – ограничение $i_Б$ по условию (1); 2 – нижняя граница оптимальных значений $i_Б$; 3 – расчет по формуле (3); 4, 5 – диапазон значений $i_Т$, соответствующий оптимальному диапазону $i_Б$; 6 – значения $i_Т$, соответствующие $i_Б$, рассчитанному по формуле (3)

4) минимального приведенного момента инерции системы (I_p);

5) минимальной угловой погрешности ($\Delta\varphi_\Sigma$);

6) максимального КПД (η).

Проектными параметрами при решении оптимизационных задач могут быть частоты вращения входного и выходного вала, общее передаточное отношение механизма, модуль зацепления, число ступеней механизма. В конечном итоге проектным параметром является общее передаточное отношение зубчатого механизма $i_р$.

Выбор оптимальных кинематических параметров двухступенчатых редукторов. Как известно, масса и габариты редуктора существенно зависят от распределения общего передаточного отношения $i_р$ (передаточного числа $u_р$) по ступеням редуктора. Лучшие показатели демонстрируют редукторы с близкими по диаметру колесами во всех ступенях, при этом создаются благоприятные условия смазывания погружения колес в общую масляную ванну (быстроходные колеса на меньшую глубину, чем тихоходные). Общие рекомендации сводятся также к назначению больших передаточных отношений в быстроходной ступени $i_Б$ и меньших в тихоходной $i_Т$ при увеличении коэффициента ширины колес от первой ко второй. Ориентировочные рекомендации в виде графиков $i_Б = f(i_p)$ – для двухступенчатого редуктора и $i_Б(i_T) = f(i_p)$ – для трехступенчатого, приводятся в справочной и учебной литературе, например [8, 9]. Графики построены по условию минимальной массы зубчатых колес при близких контактных напряжениях во всех ступенях редукторов. Отметим, что верхние предельные значения $i_Б$ по графику $i_Б = f(i_p)$ (рисунок 1, линия 1) для двухступенчатого редуктора следует проверять на предмет отсутствия пересечения тихоходного вала вершинами зубьев колеса быстроходной ступени по формуле

$$a_{w2}/a_{w1} = (u_p + u_1)/(1+u_1)u_1^{2/3} \geq 1{,}12\,. \quad (1)$$

Коэффициент $a_{w2}/a_{w1} = 1{,}12$ принят как минимальный из стандартного ряда 1,12; 1,25; 1,4 и 1,6. (При $a_{w2}/a_{w1} \geq 1{,}6$ редуктор не отвечает требованиям минимизации габаритов и массы).

В таблице 1 представлен диапазон передаточных отношений быстроходной и тихоходной ступеней, верхние предельные значения которого скорректированы в соответствии с условием (1). Проанализируем аналитические уравнения, на основании которых построена зависимость диапазона $i_Б = f(i_T)$, приведенные в работах [3, 10] (таблица 2).

Таблица 1 – Рекомендации по распределению передаточных отношений двухступенчатого цилиндрического редуктора, скорректированные по условию (1)

$i_Р$	10	20	30	40	50	70
$i_Б$	3,20-3,97	4,92-6,0	6,35-7,63	7,63-9,05	8,55-10,34	10,5-12,6
$i_Т$	3,13-2,52	4,07-3,33	4,72-3,93	5,2-4,42	5,85-4,84	6,67-5,34
a_{w2}/a_{w1}	1,45-1,12	1,46-1,12	1,48-1,12	1,47-1,12	1,47-1,12	1,46-1,12

Таблица 2 – Расчетные зависимости для определения оптимальных кинематических параметров двухступенчатого цилиндрического редуктора

Функциональные ограничения	Критерии оптимизации	
	По сумме межосевых расстояний	По массе колес редуктора
Контактная прочность	$u_Б = [(ku_p)^{1/3} + u_p)]/2[(ku_p)^{1/3}+1]$ (2)	$u_Б = \left[\dfrac{u_p{}^3 + ku_p}{2(ku_p+1)}\right]^{1/3} - \dfrac{(k+1)u_p}{6(ku_p+1)}$ (3)
Напряжения при изгибе	$u_p = (3u_Б^{5/3} + u_Б)/2$ (4) $u_T = (3u_Б{}^{2/3}+1)/2$ (5)	$u_p = u_Б \cdot \left(\dfrac{3u_Б{}^{4/3}+1}{2}\right)^{1/2}$ (6)

Примечания: $k = k_2/k_1$ – коэффициент, характеризующий соотношение контактной прочности тихоходной и быстроходной ступени редуктора $k_{1,2} = \sigma^2_{H_p1,2}\psi_{ba1,2}/k_H$; $\sigma_{Hp1,2}$ – расчетное значение допускаемого контактного напряжения; $\psi_{ba1,2} = в_{w1,2}/a_{w1,2}$ – коэффициент ширины зубчатого венца; k_H – коэффициент нагрузки.

Таблица 3 – Распределение общего передаточного числа по ступеням редуктора при функциональном ограничении по контактной прочности

u_p	10	20	30	40
Оптимизация по сумме межосевых				

расстояний – расчет по формуле (2)					
$u_Б$	K=1	1,93	3,06	4,03	4,91
	K=0,34	2,30	3,78	5,08	6,26
u_T	K=1	5,19	6,54	7,44	8,14
	K=0,34	4,35	5,29	5,91	6,39
$a_{wT}/a_{wБ}$	K=1	2,63	2,70	2,67	2,63
	K=0,34	2,14	2,05	1,95	1,88
Оптимизация по массе – расчет по формуле (3)					
$u_Б$	K=1	3,28	5,44	7,26	8,88
	K=0,34	4,34	7,43	10,05	12,38
u_T	K=1	3,05	3,68	4,13	4,50
	K=0,34	2,30	2,69	2,99	3,23
$a_{wT}/a_{wБ}$	K=1	1,38	1,28	1,20	1,15
	K=0,34	0,98	0,85	0,78	0,73

Таблица 4 – Распределение общего передаточного числа по ступеням редуктора при функциональном ограничении по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба

$u_Б$	2	4	5	6	7	8
Оптимизация по сумме межосевых расстояний – расчет по формулам (4),(5)						
u_p	5,76	17,12	24,43	32,72	42,0	52,0
u_T	2,88	4,28	4,895	5,45	6,0	6,5
$a_{wT}/a_{wБ}$	1,63	1,68	1,68	1,67	1,67	1,67
Оптимизация по массе редуктора – расчет по формуле (6)						
u_P	5,31	12,66	18,25	24,60	31,80	39,60
u_I	2,65	3,17	3,65	4,11	4,54	4,95
$a_{w1}/a_{wБ}$	1,53	1,32	1,33	1,33	1,33	1,32

Для оценки возможных предельных значений передаточных чисел ступеней редуктора, оптимизируемого по критерию минимализации массы и суммы межосевых расстояний при функциональном ограничении по контактной прочности, были реализованы варианты расчета при коэффициенте K=1 – одинаковые показатели параметра $\sigma_{HP1,2}\psi_{ba1,2}$ для обеих ступеней, и K=0,34 – предельно разные показатели – для тихоходной ступени $\sigma_{HPT}=700$МПа (при S_H=1,1) при среднем коэффициенте ψ_{ba}=0,315, для быстроходной ступени $\sigma_{HPБ}=1200$МПа (при S_H=1,2) и при среднем коэффициенте ψ_{ba}=0,315 (таблица 3).

Результаты расчета при функциональном ограничении по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба представлены в таблице 4.

Анализируя результаты вариантов расчета (см. таблицы 3 и 4) по соответствию соотношения a_{w2}/a_{w1} условию (1), можно сделать заключение (таблица 5), что соответствие достигается только при функциональном ограничении как по контактной прочности (при K=1), так и по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба. При оптимизации по сумме межосевых расстояний при функциональном ограничении напряжения и изгиба требуется небольшая корректировка $u_Б$. В остальных случаях условие 4 не выполняется.

Конкретные примеры оптимизации двухступенчатого редуктора приведены в работах [11-13]. Установлено, что минимальный объем достигается при передаточном числе тихоходной ступени $u_т$=3,0…4,0 такое же оптимальное значение $u_т$ получается при выборе в качестве целевой функции площади фронтальной плоскости или высоты внутренней полости редуктора. Контактная равнопрочность в ступенях достигается при $u_т$=4,0 ($a_{wБ}$=140мм, a_{wT}=155мм), а равенство делительных диаметров колес

Таблица 5 – Оценка соответствия критерию (1) данных расчета по формулам (2)-(6)

Функциональное ограничение	Формула		Оценка
По контактной прочности	(2)	K=1	Не соответствует
		K=0,34	Не соответствует
	(3)	K=1	Соответствует
		K=0,34	Не соответствует
По напряжениям изгиба в опасном сечении зуба	(4), (5)		Расчетное значение $u_Б$ следует увеличить на 2,5-4%
	(6)		Соответствует

достигается при $u_т$=3,2. При вышеуказанных оптимальных значениях $u_т$ обеспечиваются также рекомендуемые значения коэффициента, характеризующего отношение межосевого расстояния тихоходной ступени к быстроходной (в пределах 1,13-1,14).

Таблица 6 – Сравнение передаточных чисел ступеней трехступенчатого редуктора, принятых по графику (рисунок 1) и рассчитанных по формуле (3)

u_p	30	40	50	70	100	200
$u_Б$	3,6	4,4	5,0	6,0	7,1	10,1
$u_Б{}^p$	3,47	4,12	4,74	5,83	7,43	10,59
$\Delta u_Б$, %	3,1	6,4	5,2	2,8	4,6	4,9
$u_П$	3,0	3,0	3,3	3,7	4,1	5,1
$u_П{}^p$	$\frac{3,1}{2,84}$	$\frac{3,31}{3,05}$	$\frac{3,48}{3,28}$	$\frac{3,81}{3,67}$	$\frac{3,92}{4,22}$	$\frac{4,86}{5,4}$
$\Delta u_П$, %	$\frac{3,3}{5,3}$	$\frac{6,8}{1,6}$	$\frac{5,5}{10,6}$	$\frac{3,0}{0,8}$	$\frac{4,4}{2,9}$	$\frac{4,7}{5,9}$

Оптимальное распределение общего передаточного отношения по ступеням трехступенчатого редуктора. Для оптимального распределения общего передаточного отношения по ступеням трехступенчатого редуктора по критерию минимальной массы в первом приближении можно пользоваться вышеупомянутым графиком $i_1(i_2)=f(i_p)$ (рисунок 10.33 [8]), который построен по условию контактной равнопрочности всех ступеней редуктора, то есть приблизительного выполнения равенства $\sigma_{HP1}^2/\psi_{ba1} \approx \sigma_{HP2}^2\psi_{ba2} \approx \sigma_{HP3}^2\psi_{ba3}$. Оценку соответствия данных графика принятому критерию проводили по уравнению (3), применяя его последовательно к оптимизации параметров быстроходной и промежуточной ступеней, а затем – промежуточной и тихоходной. Общее передаточное отношение двух первых ступеней (быстроходной и промежуточной) $u_{12}{}^p$ и двух последних (промежуточной и тихоходной) $u_{23}{}^p$ рассчитывали по данным вышеупомянутого графика. Результаты расчета сведены в таблицу 6. Для контроля отсутствия пересечения вершин зубьев предыдущей ступени с валом последующей для всех вариантов рассчитывали также коэффициент $a_{wП}/a_{wБ}$. Анализ показывает, что расхождение значений передаточных чисел всех ступеней, рассчитанных по формуле (3) и взятых из графика, не превышает 7%, что позволяет рекомендовать зависимость (3) для оптимального распределения общего передаточного отношения по ступеням трехступенчатого редуктора, предварительно определившись, с помощью графика, с той частью передаточного отношения, которое будут обеспечивать две первые ступени – быстроходная и промежуточная.

Отметим, что в отличие от силовых трехступенчатых редукторов, в которых ступени располагаются, как правило, по развернутой схеме, при компоновке трехступенчатых механизмов приборов стремятся разместить оси входного и выходного валов по одной линии, располагая оси промежуточных валов – по одну сторону от линии, соединяющей центры осей входного и выходного вала, либо по разные стороны (кососимметрично), при этом оптимум ищется по минимуму объема.

u_T	2,78	2,93	3,03	3,15	3,44	3,88
$u_T{}^p$	$\frac{2{,}78}{2{,}94}$	$\frac{2{,}93}{2{,}98}$	$\frac{3{,}03}{3{,}05}$	$\frac{3{,}15}{3{,}17}$	$\frac{3{,}44}{3{,}34}$	$\frac{3{,}88}{3{,}66}$
Δu_T, %	5,8	1,0	0,7	0,6	2,9	5,7
$a_{wП}/a_{wБ}$	1,33	1,24	1,23	1,22	1,21	1,19
$a_{wT}/a_{wП}$	1,36	1,40	1,4	1,37	1,39	1,38
$(a_{wП}/a_{wБ})^p$	1,4	1,35	1,31	1,27	1,29	1,11
$(a_{wT}/a_{wП})^p$	$\frac{1{,}34}{1{,}45}$	$\frac{1{,}36}{1{,}43}$	$\frac{1{,}36}{1{,}41}$	$\frac{1{,}35}{1{,}38}$	$\frac{1{,}42}{1{,}34}$	$\frac{1{,}41}{1{,}28}$

Примечания: 1. Значения $u_П{}^p$ и $u_T{}^p$ над чертой при оптимизации параметров быстроходной и промежуточной ступени, значения $u_П{}^p$, $u_T{}^p$ под чертой, кроме промежуточной и тихоходной.

2. Значения $(a_{wП}/a_{wБ})^p$ над чертой и под чертой соответствуют условиям примечания 1.

В работе [2], на примере трехступенчатого приборного редуктора, с разбивкой общего передаточного отношения u_p по закону арифметической прогрессии, показано, что минимум объема достигается, во-первых, при равномерной разбивке u_p по ступеням, и, во-вторых, размеры редуктора, спроектированного кососимметрично, получаются меньше, чем при расположении промежуточных валов по одну сторону от линии центров "входной-выходной вал".

Оптимизация многоступенчатых механизмов приборов. Как было указано выше, оптимизацию компоновки многоступенчатых зубчатых механизмов приборов целесообразно проводить по одному или нескольким критериям, обеспечивая условия минимизации габаритов (V_p) или массы (m_p), приведенного момента инерции $I_{p.пр}$, суммарной угловой погрешности ($\Delta\varphi_\Sigma$), максимального КПД (η). Принципиальной разницей в рекомендациях по распределению общего передаточного отношения между ступенями двух-, трехступенчатых силовых и многоступенчатых приборных редукторов является снижение передаточных отношений ступеней при переходе от быстроходной к тихоходной ступени в первом случае и увеличение этого параметра во втором, поскольку угловая погрешность, приведенный момент и КПД имеют в этом случае более высокие показатели. В отдельных случаях (оптимизация по сумме межосевых расстояний, объему) лучшие показатели достигаются при равномерной разбивке передаточного отношения по ступеням редуктора.

Оптимизация по габаритам и массе. Из обширного разнообразия вариантов выбора оптимального числа ступеней и распределения между ними передаточного отношения по критерию минимизации габаритов и массы в теории и практике проектирования рассматриваемых механизмов сложились устоявшиеся общие принципы – условия равенства чисел зубьев шестерен всех ступеней и передаточных отношений отдельных пар в каждой ступени [14-16]. В этом случае связь между оптимальным числом ступеней редуктора и общим передаточным отношением u_p выражается зависимостью

$$n_{опт} = K \lg u_p \,, \qquad (7)$$

а передаточное отношение каждой ступени равно

$$u_j = \sqrt[n]{u_p} \; . \qquad (8).$$

В зависимости от критерия оптимизации коэффициент K принимает разные значения (таблица 7). Следует иметь в виду, что минимумы целевых функций, определяющих оптимальные параметры массы и габаритов, обычно не имеют ярко выраженного характера, поэтому предпочтительно говорить о

Таблица 7 – Расчетные зависимости для определения оптимальных кинематических параметров многоступенчатых механизмов приборов

<table>
<tr><th colspan="2">Критерий оптимизации</th><th>φ</th><th>Оптимальное число ступеней, $n_{опт}$</th><th>Оптимальное передаточное число ступеней u_j</th><th>Литературный источник</th></tr>
<tr><td colspan="2">Минимальная сумма межосевых расстояний</td><td>$\varphi = 0°$</td><td>$n_{опт} = 1{,}85 \lg u_p$ (9)</td><td>3,5</td><td>[16]</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Минимальная масса колес редуктора</td><td>Приблизительное значение</td><td>$\varphi = 0°$</td><td>$n_{опт} = 3{,}0 g u_p$ (10)</td><td>2,16</td><td>[16]</td></tr>
<tr><td>Точное решение</td><td>$\varphi = 0°$</td><td>$n_{опт} = 3{,}6 \lg u_p$ (11)</td><td>1,93</td><td>[16]</td></tr>
<tr><td colspan="2">Минимизация приведенного момента инерции</td><td>$\varphi = 0°$</td><td>$n_{опт} = 3{,}0 \lg u_p$ (12)</td><td>2,16</td><td>[16]</td></tr>
<tr><td rowspan="6">Минимальный объем, занимаемый колесами редуктора</td><td rowspan="4">Компоновка уступом</td><td>$\varphi = 0°$</td><td>$n_{опт} = 4{,}55 \lg u_p$ (13)</td><td>1,668</td><td rowspan="6">[19]</td></tr>
<tr><td>$\varphi = 30°$</td><td>$n_{опт} = 4{,}35 \lg u_p$ (14)</td><td>1,698</td></tr>
<tr><td>$\varphi = 60°$</td><td>$n_{опт} = 4{,}70 \lg u_p$ (15)</td><td>1,632</td></tr>
<tr><td>$\varphi = 80°$</td><td>$n_{опт} = 6{,}0 \lg u_p$ (16)</td><td>1,468</td></tr>
<tr><td>Соосная компоновка</td><td>$\varphi = 90°$</td><td>$n_{опт} = 3{,}6 \lg u_p$ (17)</td><td>1,931</td></tr>
<tr><td>Орбитальная компоновка</td><td colspan="2">$n_{опт} = 1{,}95 + 2{,}6 \lg u_p$ (18)</td><td>1,655 (u_n=1,672)</td></tr>
<tr><td colspan="2" rowspan="2">Минимальная суммарная угловая погрешность $\Delta\varphi_\Sigma$</td><td colspan="2">$n_{опт} = 1{,}11 \lg u_p$ (19)</td><td>8,0</td><td rowspan="2">[16]</td></tr>
<tr><td colspan="2">$n_{опт} = 1{,}43 \lg u_p$ (20)</td><td>5,0</td></tr>
</table>

Примечание: φ – угол между линией, соединяющей оси входного и выходного вала, и межосевыми линиями ступеней.

зонах того или иного оптимизируемого параметра и уточнять значения $n_{опт}$ варьированием значений $n_{опт} - 1$ и $n_{опт} + 1$ [17]. Данный тезис подтверждается также результатами источника [18], где показана возможность назначения передаточного числа ступеней многоступенчатого редуктора, оптимизируемого по критерию минимизации массы, в широких пределах. В частности, для трехступенчатого редуктора отклонение минимума массы в 5% обеспечивается при выборе u_j в пределах 1,8-3,0, что соответствует диапазону $u_j \approx 1{,}9 \ldots 2{,}2$, рассчитанному по формулам (10) и (11).

При оптимизации по массе следует ориентироваться на минимально приемлемое число ступеней, так как при его увеличении масса редуктора будет увеличиваться за счет массы дополнительных валиков.В работе [20] получены аналитические зависимости для оптимального распределения общего передаточного отношения редуктора по критерию минимизации массы зубчатых колес, которые позволяют решить задачу нахождения либо оптимальных передаточных отношений ступеней редуктора (при заданном u_p), либо непосредственно определить требуемые числа зубьев колес (при заданном $u_р$ и числе зубьев шестерни z_{n-1}).

Полученный в указанной работе результат минимизации безразмерной массы двухступенчатого кратного рядного механизма подтверждает положение о том, что равномерное распределение общего передаточного отношения между ступенями многоступенчатого (в том числе двухступенчатого) редуктора является наиболее оптимальным решением как с точки зрения минимизации габаритных размеров, так и массы редуктора.

Компактными схемами приборных редукторов с высоким передаточным отношением являются соосная и орбитальная компоновки. Результаты исследования этих схем на предмет оптимизации по критерию минимизации объема редуктора представлены в работах [19, 22, 23] (орбитальная компоновка) и [19, 23] (схема соосного многоступенчатого редуктора) и рассчитываются по формулам (18) и (17) соответственно.

Сравнение оптимизированных по объему различных схем многоступенчатых механизмов показывает, что наиболее компактными являются орбитальная и соосные компоновки (рисунок 2) [19].

Как известно [24], при орбитальной компоновке ось выходного валика располагается соосно с входной, а оси промежуточных валиков размещаются вокруг входной шестерни на некоторой окружности ("орбите") радиуса $R_к$. Для такой компоновки, предназначенной обычно для реализации высоких значений передаточного отношения (что, естественно ведет к увеличению числа ступеней) актуальным является вопрос оптимизации кинематической схемы по объему, КПД и показателю заполнения "орбиты" α.

Показано [2], что при оптимизации 7-ступенчатого механизма с "орбитальной" компоновкой ($u_р$=1000) равномерная разбивка дает лучшие показатели по габаритам (радиус "орбиты" на 4-16% меньше) и коэффициенту заполнения "орбиты" (коэффициент α больше в 1,1-1,8 раза) по сравнению с неравномерной разбивкой. Сравнительные данные при оптимизации α, $R_к$, $\eta_р$ приведены в таблице 8. Видно, что по $R_к$ и α лучшие результаты при равномерной разбивке, а по $\eta_р$ – при неравномерной.

Таблица 8 – Сравнительные данные по $R_к$, α и $\eta_р$ при $u_р = 1000$, $u_{Ропт} = 6$ [2]

Разбивка $u_р$	$R_к$, мм	α	$\eta_р$
Равномерная	98	0,71	0,330
Неравномерная	123	0,56	0,338

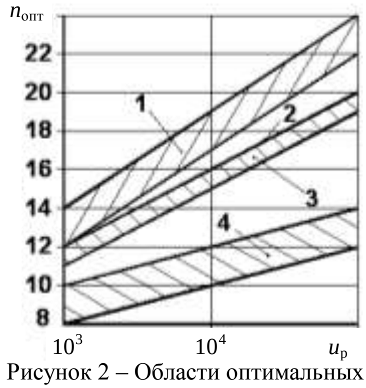

Рисунок 2 – Области оптимальных значений числа ступеней $n_{опт}$ в зависимости от общего передаточного числа редуктора $i_р$:
1 – компоновка уступом при расположении ступеней по линии; 2 – компоновка уступом при расположении ступеней под углом φ; 3 – соосная компоновка; 4 – орбитальная компоновка

Оптимизация по КПД. КПД в зацеплении кинематической пары зависит от типа передачи и определяется по формулам, в которые кроме кинематических параметров u, z, m и коэффициента скольжения ($f_{ск}$) входит коэффициент нагрузки c (при $F \le 30Н$), зависящий от типа передачи [25-27]. Подробный анализ расчета КПД для различных типов передач (цилиндрических, прямозубых и косозубых, конических, винтовых, червячных) дан в [2]. В общем виде целевая функция η_p определяется как зависимость от проектного параметра u_p и его распределением между ступенями. Ниже на частных примерах будет показана зависимость η_p от способа разбивки u_p по ступеням для конкретных компоновок механизмов.

Оптимизация по суммарной угловой погрешности. Погрешность $\Delta\varphi_\Sigma$ на выходном валу механизма является целевой функцией проектных параметров – передаточных чисел в ступенях u_j и общего передаточного числа редуктора u_p. В первом приближении, при известном u_p, оптимальные параметры n и u_j рассчитываются по формулам (19) и (20) таблицы 7. Чтобы сравнить результаты расчета по разным вариантам распределения u_p по ступеням, можно воспользоваться методикой [2]. Удобно рассмотреть это на примере. Исходные данные [2]: $u_p = 210$; $u_1 = 3{,}0$; $u_2 = 3{,}5$; $u_3 = 4{,}0$; $u_4 = 5{,}0$; $m = 0{,}5$; $z_1 = 20$.

Для рассматриваемого случая суммарная угловая погрешность $\Delta\varphi_\Sigma$ равна [28]:

$$\Delta\varphi_\Sigma = \Delta\varphi_1 u_1 / u_p + \Delta\varphi_2 u_1 u_2 / u_p + \ldots + \Delta\varphi_{j-1} \frac{u_1 u_2 .. u_{j-1}}{u_p} + \Delta\varphi_n . \qquad (21)$$

Угловая погрешность пары колес [2]:

$$\Delta\varphi_j = 7{,}4 j_n / m z_1 u_j , \qquad (22)$$

где j_n – вероятный боковой зазор, который в передачах с модулем $m \le 1$ при u_j=3-6 можно рассчитать по эмпирической формуле [2]

$$j_n \approx (8{,}6m + u_j + 4{,}4), \text{мкм (модуль } m \text{ в мм)}. \qquad (23)$$

Результат расчета при вышеуказанных исходных данных $\Delta\varphi_\Sigma = 2{,}7$мкм .

При определении оптимального числа ступеней и передаточного числа каждой ступени по формулам (19) и (20) таблице 7 имеем:

– при k=1,43 – $n_{опт}$=3,22 (округляя в большую сторону $n_{опт}$=4, $j_n = 3{,}807$);

– при k=1,11 – $n_{опт}$=2,57 (округляя в большую сторону $n_{опт}$=3, $j_n = 5{,}944$).

При $n_{опт}$=4 и $j_n = 3{,}807$ – $\Delta\varphi_\Sigma = 2{,}7$мкм . При $n_{опт}$=3 и $j_n = 5{,}944$ – $\Delta\varphi_\Sigma = 1{,}8$мкм .

По варианту, рассмотренному в [16], при m=0,5мм и $n_{опт}$=3, принимая максимально допустимые передаточные числа второй и третьей ступени u_2=u_3=8,0 и вычисляя u_1=100/8^2=1,56, имеем $\Delta\varphi_\Sigma \approx 1{,}8$мкм .

При реализации варианта оптимизации приведенного момента инерции увеличение n до 6 с распределением u_p в соответствии с номограммой (см. рисунок 1.28 [16]) ($u_j = 1{,}49; u_2 = 1{,}56; u_3 = 1{,}67; u_4 = 2{,}0; u_5 = 2{,}65; u_6 = 4{,}88$) имеем $\Delta\varphi_\Sigma \approx 2{,}1$мкм .

Таким образом, оптимальной по условию минимизации суммарной угловой погрешностью является компоновка с меньшим числом ступеней и назначением максимально приемлемых передаточных чисел в последних ступенях. Для облегчения расчета $\Delta\varphi_\Sigma$ и выбора альтернативных вариантов можно пользоваться номограммой, алгоритм и описание работы которой приведено в [2, 28].

Оптимизация по инерционности. Вопросы оптимизации компоновки механизмов по быстродействию (инерционности) рассматривались в работах

[2, 16, 29] и др. Задача состоит в минимизации приведенного к валу двигателя момента инерции. Зависимость $I_{p.пр.}$ $n = f(u_p)$ в первом приближении определяется выражением (12), совпадающим с формулой (10) минимизации массы передачи (см. таблицу 7). При уточненном расчете следует распределять передаточное отношение по принципу увеличения передаточного числа от предыдущей ступени к последующей, пользуясь номограммой (рисунок 1.28 [17]), предложенной В. Олексюком [30]. Установлено [31], что можно выбрать n, при котором $I_{p.пр.}$ остается практически постоянным и рационально-минимальным для разных значений u_p (рисунок 4.29) [10]. Пользуясь указанными графиками и принимая условия равенства чисел зубьев шестерен, модулей и ширины колес, можно построить зависимости $I_{p.пр.} = f(m)$ (рисунок 3.10 [16]).

Сравнение компоновки силового привода с распределением $u_p = 1000$ по 3-ем ступеням ($u_1 = 7{,}0$; $u_2 = 4{,}1$; $u_3 = 3{,}49$) с компоновкой редуктора, оптимизированного по принципу минимизации приведенного момента инерции ($n = 6; u_1 = 1{,}49; u_2 = 1{,}56; u_3 = 1{,}67; u_4 = 2{,}0; u_5 = 2{,}65; u_6 = 4{,}88$) показывает существенное снижение инерционности привода – почти в 8,6 раза [16].

Добиться одновременного удовлетворения требованиям минимизации габаритов, массы, приведенного момента инерции и погрешностей практически невозможно, однако компромиссного решения можно добиться, выбирая оптимальное число ступеней из условия минимизации габаритов, производя распределение u_p по номограмме В. Олексюка [30] (рисунок 1.28 [17]) и принимая максимально возможным передаточное отношение последней (последних) ступени. Основы оптимизационных расчетов многоступенчатых приборов с применением ЭВМ подробно изложены в работе [2], в которой приведены примеры кинематических схем механизмов, оптимизированных по разным критериям, а также структурные схемы алгоритмов и программы автоматизированного расчета многоступенчатых механизмов с рассмотренными выше компоновками [32].

Многоступенчатые планетарные механизмы. Общие вопросы оптимизации составных планетарных механизмов рассмотрены в работах В.А. Ткаченко с соавторами [33, 34]. В последующем эта тематика получила развитие в работах [35-38]. Используется обычная методика минимизации целевой функции $f(M)$ приравниванием нулю ее производной по u_j; минимум массы, как и в равных рассмотренных случаях, достигается при выполнении условия $u_j = u_1 = u_2 = \ldots u_n = \sqrt[n]{u_p}$.

При учете определенных допущений (одинаковых геометрических, прочностных и других параметрах) получены аналитические зависимости для определения минимальных безразмерных значений массы при расчете на изгибную $\overline{M}_{F\min}$ и контактную $\overline{M}_{H\min}$ прочность. Особенность расчета состоит в необходимости учета разнообразных ограничений – на допустимый диапазон чисел зубьев и минимально допустимое число зубьев сателлита, на габариты ступени, на условия сборки, соосности и соседства. В примерах расчета показана возможность выбора параметров проектирования в достаточно широком диапазоне (таблица 9). В развитие подхода [36] в работах [37, 38], где рассмотрены случаи изгибной и контактной равнопрочности зубчатых пар внешнего зацепления, расчеты доведены до формул, позволяющих определять передаточные числа ступеней в явном виде; при поиске оптимального решения учитываются как ограничения по показателю "число зубьев", так и ограничения по возможности реализации принятой конфигурации механизма. Разработана методика численного решения задач оптимизации применительно к математическим пакетам MathCAD и Maple [38].

Двухпоточные зубчатые механизмы. Оптимизационные расчеты, структурные схемы алгоритмов расчета и программы расчета двухпоточных механизмов приборов, оптимизируемых по габаритам, КПД, угловой погрешности и инерционности достаточно подробно рассмотрены в работе [2]. Анализируются двухпоточные механизмы с двумя степенями в обоих потоках (с расположением выходных валов на одном уровне), а также механизмы, состоящие из одной ступени в одном из потоков и двух ступеней – в другом. По первой схеме, оптимизируемой по габаритам и КПД с передаточными числами в потоках u_1=14,50 и u_2=19,33 соответственно, наименьшее значение объема получается при u_{11}=3,5 и u_{21}=4,14 и u_{12}=4,6, причем КПД в диапазоне u_{12}=3,0…4,6 изменяется незначительно (η=0,926…0,930).

Таблица 9 – Варианты расчета многоступенчатого планетарного механизма минимальной массы (требуемое общее передаточное число u_p=1944, число сателлитов k=3) [36]

Номер варианта	Число сателлитов				u_{opm1}	u_p^*	Δu_p, %
	n_{onm}	z_1	z_2	z_3			
1	4	19	44	107	6,632	1934,050	0,5
2	6	29	22	73	3,517	1893,272	2
3	5	20	25	70	4,50	1845,281	5

Примечание: Коэффициент приведения массы корпуса и неподвижного зубчатого колеса к массе условного диска k_M=5.

Анализ данной схемы при оптимизации механизма по критерию минимизации габаритных размеров, выполненный в графической и аналитической форме, показывает [39], что минимум объема достигается при u_{12}=u_{22}≈4,4 (соответственно u_{11}≈3,3 u_{21}≈4,4), то есть при варианте, когда межосевые расстояния вторых ступеней располагаются под прямым углом к линии, соединяющей центры осей первых ступеней механизма. Для расчета двухпоточных двухступенчатых редукторов, скомпонованных по вышеуказанной схеме и оптимизируемых по объему, разработана программа автоматизированного проектирования [39, 41].

По второй схеме [2] (оптимизация ведется по трем целевым функциям – объему редуктора V, угловой погрешности $\Delta\varphi_\Sigma$ и инерционности I_p). Рассматриваются условно два варианта – вариант "а" с расположением на одной "наклонной" прямой центров осей входного, промежуточного и выходного валов двухступенчатого потока и вариант "б" – расположение центров осей входного и промежуточного валов двухступенчатого потока на одной (условно "горизонтальной") прямой. В обоих случаях центры осей выходных валов обоих потоков располагаются на одной прямой. Очевидно, что для обоих вариантов в одноступенчатом потоке при известном u_1 значения $\Delta\varphi_\Sigma$ и I_p будут неизменными, а в двухступенчатом потоке – меняться в пределах, возможных комбинаций u_{12} и u_{22} при известном u_2. То есть основное различие в схемах "а" и "б" будет определяться габаритными размерами. Анализ результатов оптимизационных расчетов путем приведения целевых функций $v(u_{12})$, $\Delta\varphi_\Sigma(u_{12})$ и $I_p(u_{12})$ к нормированному виду и построения составной функции показывает, что:

– по оптимальному значению передаточного отношения u_{12onm} варианты "а" и "б" почти равноценны: u_{12}=3,4 и u_{12}=3,6 соответственно;

– по габаритам предпочтительна схема "а", однако размер "длина редуктора" будет больше, чем в схеме "б", а размер "высота редуктора" меньше, то есть при одинаковых исходных данных схема "а" более компактна.

Необходимо отметить, что проблема оптимизации компоновочных схем многопоточных механизмов, в частности двухпоточных, является весьма актуальной, о чем говорит современная работа по теории и методологии проектирования [42]. Указанные механизмы востребованы при разработке приводов для трубопроводной арматуры, которая осуществляется в рамках гранта Минобрнауки РФ, посвященного модернизации системы отечественных трубопроводов.

Заключение. В результате анализа подходов к проблеме оптимизации зубчатых механизмов и результатов проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Принципиальная разница в оптимальной компоновке силовых и кинематических зубчатых механизмов по критерию минимизации габаритных размеров или массы редуктора состоит в обязательном учете для первых показателей изгибной и контактной прочности и распределении общего передаточного отношения i_p между ступенями по принципу уменьшения передаточного отношения ступени при переходе от быстроходной к тихоходной ступени, в то время как для вторых, характерным является принцип равномерного распределения i_p по ступеням с выбором оптимального числа ступеней.

2. Практически идентичные аналитические зависимости оптимального числа ступеней от общего передаточного отношения механизма для расчета минимальных показателей массы, габаритов и инерционности позволяют оптимизировать конструкцию по совокупности указанных параметров без операции формирования составной целевой функции.

3. При оптимизации компоновочных схем приборных зубчатых механизмов одновременно по нескольким критериям, например, объему, инерционности и угловой погрешности или габаритам, углу заполнения "орбиты" механизма с орбитальной компоновкой и КПД, необходимо представить каждую из одномерных целевых функций в графическом виде, произвести их нормирование минимальному или максимальному значению и затем, складывая ординаты функций, построить график составной функции, по которому определить экстремальное значение оптимизируемого кинематического параметра механизма.

4. Для многоступенчатых планетарных передач расчетные значения оптимальных параметров $i_{jопт}$ и $n_{опт}$ корректируются в соответствии с ограничениями по допустимому диапазону чисел зубьев сателлитов, неподвижного и солнечного колес, габаритам ступени, условиям сборки, соосности и соседства, а также минимальному допустимому числу зубьев сателлитов.

Список литературы: **1.** *Шуп Т.* Решение инженерных задач на ЭВМ. – М.: Мир, 1982. – 238с. **2.** *Истомин С.Н.* Проектирование мелкомодульных передач с применением ЭВМ. М.: Машиностроение, 1985. – 176с. **3.** *Иосилевич Г. Б.* Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных ВУЗов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368с. **4.** *Бондаренко О.В.* Оптимізація співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривальних коробок передач. Автореферат дис.канд.техн.наук. – Харків, 2013. – 20с. **5.** *Попов В.Б., Довгяло 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. Сенько.* – Гомель: БелГУТ, 2003. – С.106–109. **6.** *Соболь И.М., Статников Р.Б.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 107с. **7.** *Батищев Д. И.* Методы оптимального проектирования: Учебн. пособие для вузов. – М.: Радио и связь, 1984. **8.** *Иванов М.Н.* Детали машин. М.: Высшая школа, 1976. – 400с. **9.** *Иванов М.Н., Иванов В.Н.* Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высшая школа, 1975. – 551с. **10.** *Старжинский В.Е., Тимофеев Б.П., Шалобаев Е.В., Кудинов А.Т.* Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах приборов. Справочное и научное издание / *Под общ. ред. В.Е. Старжинского и Е. В. Шалобаева.* – СПб.-Гомель: ИММС НАНБ, 1998. – 538с. **11.** *Гутин С.Я. Власов М.Ю.* Информационные технологии в эскизном проектировании и оптимизации параметров зубчатых цилиндрических редукторов / Св. об официальной регистрации программы для ЭВМ №2001610729, зарегистрировано 15.06.2001. Информационный бюллетень официальной регистрации – М.: Роспатент, 2001. – №3(36) – С.267. **12.** *Гутин С.Я. Власов М.Ю.* Информационные технологии в эскизном проектировании и оптимизации параметров зубчатых цилиндрических редукторов. – М.: Высшая школа, 2004. – 110с. **13.** *Гутин С.Я., Свинарев В.В.* Новые технологии проектирования передач и редукторов // Сборник докладов научно-технической конференции с международным участием "Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения" – Ижевск, 2008. – С.359-363. **14.** *Левченко Т.П.* О рациональном количестве ступеней и распределении передаточного числа в редукторах // Приборостроение. – 1959 – №5. **15.** *Нестерова М.П.* Проектирование по курсу "Детали приборов". – МВТУ, 4.1, 1969. – 4.2, 1971. **16**. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование (в 2-х частях) // *Под ред. О. Ф. Тищенко.* Ч.1. – М.: Высшая школа, 1978. – 328с. **17.** *Старжинский В.Е., Шалобаев Е.В., Шилько С.В. и др.* Элементы привода приборов: Расчет, конструирование, технологии. / *Под ред. Ю.М. Плескачевского*. – Минск: Беларуская навука, 2012, – 769с. **18.** *Самсонович С.Л., Крылов Р.Ю.* Пат. RU2362923 Зубчатый цилиндрический редуктор. С1F16H1/20. Заявка 2008113696/11, 07.04.2008. **19.** *Starzhinsky V., Ossipenko S., Shalobaev E., Monahov Yu.* Optimization of Multistage Instrumental Toothed Reducers by Volume Minimization Criterion // Procedings of the 2nd International Conference "Power Transmissions 2006" (April 25-26, 2006, Novi Sad, Serbia and Montenegro). – Faculty of Technical Sciences, Novi Sad, 2006 – PP.95–102. **20.** *Шехов А.В.* Алгоритм решений задач оптимизации конструкций многоступенчатых зубчатых механизмов // Вестник национального технического университета "ХПИ": сборник научных трудов. – Харьков, 2011. – № 8. – С.171-180. **21.** *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. **22.** *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. 1-20 нояб. 1998г. – Ижевск: ИжГТУ, 1998. – С.160-165. **23.** *Старжинский В.Е., Осипенко С.А., Шалобаев Е В.* Выбор кинематических параметров многоступенчатых зубчатых механизмов // Вестник Харьковского политехнического университета. – 2000. – Вып.109. – С.173-180. **24.** *Парфенов Е.М., Чанцев В.В.* Электромеханические устройства РЭА. – М.: Советское радио, 1972. – 118с. **25.** *Мосягин Р.В. Павлов Б.И.* Детали и узлы малогабаритных редукторов. – Л.: Машиностроение, 1967. – 147с. **26.** *Куцоконь В.А., Шевченко-Грабенский И.В.* Расчет статических моментов и мертвых ходов в кинематических целях точных приборов. – Л.: Машиностроение, 1968. – 145с. **27.** *Политавин А.М., Шалобаев Е.В., Заморуев Г.В., Симанков В.В.* Зубчатые передачи в приборах / Учебное пособие. – Л.: ЛИТМО, 1985. – 78с. **28.** *Истомин С.Н.* Номографический расчет мертвого хода в зубчатой паре // Вестник машиностроения. – 1982. – №5. – С.23–24. **29.** *Рощин Г.Н.* Конструирование механизмов радиоэлектронной аппаратуры. – М.: Высшая школа, 1973. – 392с. **30.** *Олексюк В.* К вопросу выбора оптимальных передаточных отношений в зубчатых редукторах / Измерения, автоматика, контроль (польск.). – 1964. – №12. **31.** *Нестерова Н.П.* Рациональное проектирование редуктора следящкго привода // труды МВТУ – 1975. – №185. **32.** *Старжинский В.Е., Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И.* Автоматизированное проектирование многоступенчатых приборных зубчатых передач с оптимизацией кинематических параметров по критерию минимизации объема редуктора // Свидетельство о регистрации компьютерной программы №423 от 18.05.2012 в Национальном центре интеллектуальной собственности РБ. **33.** *Ткаченко В.А., Абрамов В.Т. Коровкин М.Д.* Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по механическим характеристикам. – Харьков: ХАИ, 1983. – 110с. **34.** *Ткаченко В.А.* Планетарные механизмы (оптимальное проектирование). – Харьков: Национальный аэрокосмический университет "ХАИ", 2003. – 446с. **35.** *Абрамов В.Т.* Минимизация массы многоступенчатого планетарного механизма // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – 7/33. – С.202-207. **36.** *Абрамов В.Т., Гетя А.Н., Матусевич В.А., Шехов А.В.* Методика оптимизации многоступенчатого планетарного механизма по критерию массы // Вістник національного технического університету "ХПІ". – 2009. – Вып.20. – С. 10-19. **37.** *Матусевич В.А., Шарбан Ю.В., Шехов А.В., Абрамов В.Т.* Равнопрочность зубчатых зацеплений в задаче оптимизации многоступенчатого механизма по критерию массы // Вісник національного технічного університету "ХПІ". – 2010. – Вып.26. – С.77-85. **38.** *Шехов А.В.* Численное решение задачи оптимизации многоступенчатого планетарного механизма типа n×AI / Вісник національного технічного університету "ХПІ". – 2012. – Вып.36. – С.169-175. **39.** *Старжинский В.Е., Шалобаев Е.В., Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И.* Оптимизация двухпоточного зубчатого механизма по критерию минимизации объема редуктора // Вісник національного технічного університету "ХПІ". – 2011. – Вып.28. – С.150-162. **40.** *Старжинский В.Е., Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И.* Автоматизированное проектирование двухпоточных двухступенчатых приборных зубчатых механизмов с оптимизацией по критерию минимизации объема редуктора // Свидетельство о регистрации компьютерной программы №422 от 18.05.2012 в Национальном центре интеллектуальной собственности РБ. **41.** *Басинюк В.Л., Мардасевич Е.И., Старжинский В.Е., Шалобаев Е.В.* Автоматизированное проектирование двухпоточного приборного зубчатого механизма с оптимизацией кинематических параметров по критерию объема редуктора // Сб. науч. работ: Актуальные вопросы машиностроения. – Минск: ОИМ НАН Б, 2012. – С.296-301. **42.** *Сидоров П.Г., Пашин А.А., Плясов А.В.* Многопоточные зубчатые трансмис-

сии. Теория и методология проектирования. – М.: Машиностроение, 2011. – 340с.
Поступила в редколлегию 23.03.2013

УДК 621.833

Анализ публикаций по проблеме оптимизации компоновочных схем зубчатых механизмов / В.Е. Старжинский, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Е.В. Шалобаев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.152-165. – Бібліогр.: 42 назв.

Розглядається проблема оптимізації компонувальних схем силових редукторів і зубчастих механізмів приладів. На підставі аналізу різних підходів і методів оптимізації різноманітних схем компонування наводяться узагальнені рекомендації з оптимального проектування зубчастих механізмів.

Ключові слова: оптимізація, зубчастий механізм, силовий редуктор.

The problem of arrangement diagram optimization of power transmissions and instrument toothed drives is considered. On the base of analysis of different approaches and methods of optimization of various arrangement diagrams summary recommendations for optimal design of gear units are represented.

Keywords: optimization, gear mechanism, power transmission.

УДК 621.833

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., проф., главный инженер проекта ПАО "НКМЗ", Краматорск;
Г.С. СУКОВ, к.э.н., генеральный директор ПАО "НКМЗ";
М.Г. СУКОВ, заместитель директора ПМ и ШПО ПАО "НКМЗ"

ПРЕДСТАВЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ОБОЛОЧКИ ГИБКОГО КОЛЕСА ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ЧЕРЕЗ ФУНКЦИЮ НАПРЯЖЕНИЙ

Рассмотрено напряженно-деформированное состояние оболочки гибкого колеса. Силовые факторы в сечениях оболочки координатными плоскостями и смещения вдоль координатных линий представлены через производные функции напряжений В.З. Власова, которая выражается через функции Крылова. Из граничных условий получаем систему уравнений для определения коэффициентов, входящих в выражение функции напряжений.

Ключевые слова: гибкое колесо, оболочка, напряженное состояние, функция напряжений, силовые факторы.

Актуальность задачи. Гибкое колесо преобразует вращение генератора волн в волновое движение гибкого зубчатого венца. Составляющая вращательного движения волновой деформации гибкого колеса отбирается посредством оболочки и через шлицы передается на выходной вал волновой передачи. [1-3]. Гибкое колесо рассматриваем как тонкостенную цилиндрическую оболочку длиной l с гибким зубчатым венцом шириной b_1 на одном конце и шлицами шириной b_2 на противоположном. Отношение толщины оболочки h к диаметру окружности, делящей стенку оболочки пополам $2a$, составляет 0,012.

Оболочка представляет часть гибкого колеса свободную от внешней нагрузки, передающую крутящий момент на шлицы. Демпфирование оболочки сглаживает влияние пиковых нагрузок при передаче крутящего момента и выравнивает распределение сил в кинематических парах.

Крутящий момент формируется дисками генератора волн на участке гибкого зубчатого венца и передается касательными усилиями, распределенными по торцу оболочки неравномерно, вследствие неравномерной деформации зубчатого