

Оптимизация цилиндрических эвольвентных зубчатых передач с помощью приложений «Валы и механические передачи 3D» и «Оптимизация IOSO-K» в среде КОМПАС-3D

Требования к повышенной прочности, долговечности, износостойкости и плавности работы зубчатых передач были, есть и будут приоритетными при их проектировании. Примерно 80% от общего числа зубчатых передач в мировом машиностроении приходится на эвольвентные цилиндрические передачи.

В настоящее время существует несколько стандартов на исходные контуры. Каждый из них хорош по-своему, однако получить передачу, оптимальную для заданных условий эксплуатации, при использовании стандартных подходов и методов не всегда возможно. А ведь наверняка любопытному и грамотному конструктору захочется выйти за границы стандартов, отойти от стандартного исходного контура и посмотреть – а что там? Вдруг в неведомом пока многомерном поле переменных, которыми являются исходные геометрические данные передачи, и окажется то самое решение, которое позволит в тех же габаритах создать передачу лучше и надежнее?!

Но реальность такова, что без применения современных методов оптимизации и построения корректной математической модели, описывающей работу передачи, быстро получить результат невозможно.

Для достижения цели «сделать лучше и надежнее» в программном комплексе, состоящем из расчетного модуля «Валы и механические передачи 3D» и приложения «Оптимизация ISO-K», реализованы IOSO-алгоритмы оптимизации, в которых стратегия решения задач оптимизации принципиально отличается от известных подходов нелинейного программирования и базируются на новой эволюционной технологии построения поверхности отклика. Как следствие, данная технология обладает большей эффективностью, обеспечивает большие возможности.

Заложенная стратегия поиска позволяет существенно сократить количество прямых обращений к математическим моделям, что приводит к значимому сокращению времени, необходимому для поиска значений экстремумов.

Проведенные широкомасштабные исследования позволяют утверждать, что алгоритмы технологии оптимизации IOSO инвариантны к различным классам задач оптимизации и могут использоваться при решении проблем условной и безусловной нелинейной оптимизации в однокритериальной и многокритериальной постановках с целевыми функциями различных типов: гладкие, недифференцируемые, стохастические, с наличием областей невычислимости, многоэкстремальные. Алгоритмы имеют высокую скорость сходимости, обладают хорошими глобальными свойствами и позволяют найти глобальный экстремум с большой степенью вероятности. В то же время, алгоритмы чрезвычайно просты в использовании при постановке и решении сложных практических проблем нелинейной оптимизации и не требуют от пользователя знаний теории и методов оптимизации.

Что же в данном случае представляет собой математическая модель зубчатой передачи? По сути, это геометрический расчет, выполненный по ГОСТ 16532-70, и расчеты на прочность и долговечность, выполненные по ГОСТ 21354-87, с целевыми функциями, выстраиваемыми по одному или двум критериям и системой ограничений, которая гарантирует качественные показатели зацепления. Варьируемыми параметрами в заданных диапазонах мы приняли:

1. Параметры исходного контура:
 - угол профиля;

- коэффициент высоты головки зуба;
 - коэффициент радиального зазора;
 - коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба.
2. Коэффициенты смещения исходного контура.
 3. Угол наклона зубьев на делительном цилиндре (при расчете передачи с заданным межосевым расстоянием). Он может быть как фиксированным, так и варьируемым.
 4. Модуль передачи (так же может быть как фиксированным, так и вычисляемым).

Оптимизация исходного контура и коэффициентов смещения в модуле IOSO ×

Параметры передачи: $z_1 = 12, z_2 = 56, m_n = 2, \beta = 12^\circ, b_1 = 23, b_2 = 23, a_w = 68, x_\Sigma = 1,874$.

Расчётная нагрузка: $T_{max} = 3000 \text{ Н} \cdot \text{м}, n_1 = 1300 \text{ об/мин}$

Ограничения: $s_{na1} \geq 0.4 \cdot m_n, s_{na2} \geq 0.4 \cdot m_n, \varepsilon_\alpha \geq 1$

Ввод ограничений по показателям качества зацепления

Ввод данных из расчёта на прочность

Ввод данных из расчёта на долговечность

Старт оптимизации

Вариант оптимизации: $\alpha_n(\text{fix}), m_n(\text{calc}), \beta(\text{var})$

Наименование и обозначение варьируемых параметров		Текущее значение	Нижний предел варьирования	Верхний предел варьирования
1. Угол профиля зуба исходного контура	α	20° 0' 0"	12° 0' 0"	33° 0' 0"
2. Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	h_a^*	1	0.7	1.5
3. Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0.25	0.1	0.3
4. Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ_f^*	0.38	0.2	0.5
5. Коэффициент смещения исходного контура ведущего колеса	x_1	0	-5	5
6. Коэффициент смещения исходного контура ведомого колеса	x_2	0	-5	5
7. Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	0° 0' 0"	0° 0' 0"	40° 0' 0"

Рис. 1. Варьируемые параметры

Основной системы ограничений является динамический блокирующий контур, «перестраиваемый» приложением в зависимости от варьируемых параметров передачи. Наглядным способом отображения зависимости геометрических параметров и качественных показателей передачи от коэффициентов смещения являются кривые, построенные для каждого сочетания чисел зубьев передачи Z_1 и Z_2 в плоской системе координат x_1 и x_2 . Эта система координат была предложена М. Б. Громаном [1] еще в 1955 году, а в дальнейшем получила развитие в работах В. А. Гавриленко и коллектива, возглавляемого И. А. Болотовским. Именно В. А. Гавриленко предложил термин «блокирующий контур зубчатой передачи» – БК.

Суть блокирующего контура (рис. 1) [2] состоит в том, чтобы на плоскости координат x_1 , x_2 в виде набора линий показать основные ограничения, в пределах которых будет обеспечена кинематически правильная работа зубчатой передачи.

Таковыми ограничениями (изолиниями) являются:

Предельно допустимое минимальное значение коэффициента торцового перекрытия $\epsilon_\alpha = 1$ (при $\epsilon_\alpha < 1$ будет нарушена непрерывность зацепления зубьев в передаче). По сути, данный коэффициент можно считать критерием плавности работы;

Интерференция в рабочем зацеплении (ситуация, когда в процессе работы передачи вершина зуба одного колеса внедряется в зуб другого колеса, т. е. происходит заклинивание зацепления);

Границы допустимого подрезания;

Предельно допустимое минимальное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин зубьев $s_{na} = 0$;

Срезание зуба зубчатого колеса зуборезным долбяком при обработке колеса данным инструментом.

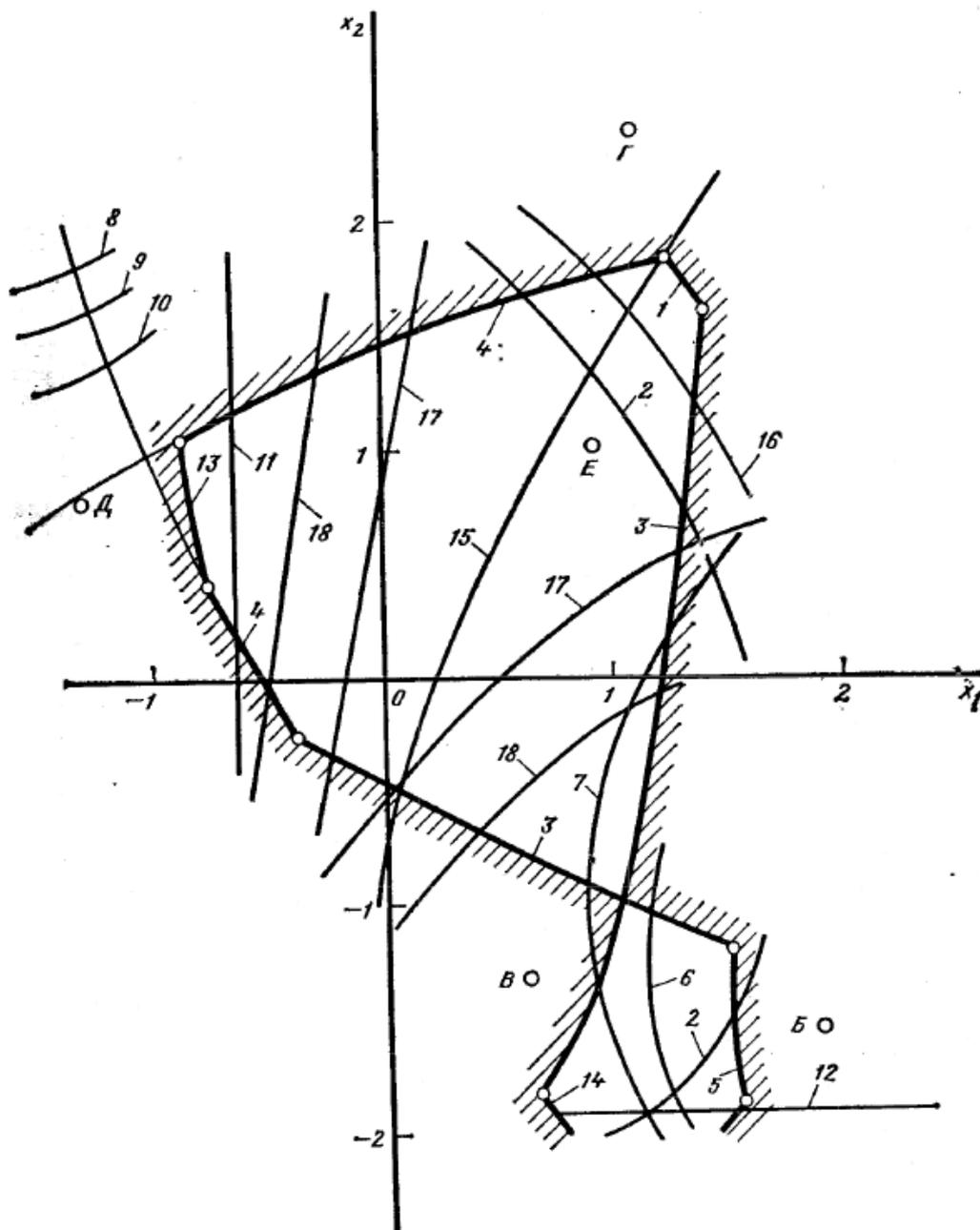


Рис. 2. Блокирующий контур передачи внешнего зацепления, составленной из колес, нарезанных реечным инструментом.

Внутри блокирующего контура (БК) могут быть проведены линии условных границ, за которые переходить не рекомендуется: $\varepsilon_\alpha = 1,2$, $s_{na} = 0,4m_n$ и линии $x_1 = x_{min1}$, $x_2 = x_{min2}$, ограничивающие начало подрезания, а также линия $x_1 + x_2 = 0$ (при расчете передачи по коэффициентам смещения) или линия $x_1 + x_2 = x_\Sigma$ (при расчете передаче с фиксированным межосевым расстоянием).

Кроме того, представляет интерес линия выравнивания удельных скольжений в нижних точках активных профилей зубьев $\theta_{p1} = \theta_{p2}$ (ЛВУС). По сути, эта линия является критерием износостойкости передачи. Применение ЛВУС в БК было сделано И. А. Болотовским [3] на основании работ Я. И. Дикера [4].

Более подробно тема использования блокирующих контуров в приложении «Валы и механические передачи» освещена в статьях [5,6,7].

В качестве критериев оптимизации могут быть использованы один или два параметра:

Наименование и обозначение критериев оптимизации		Активность критерия
1. Совокупный критерий (формируемый из прочности по контакту и изгибу, удельного скольжения профилей зубьев в нижних точках активных профилей и коэффициента перекрытия)	$f(\sigma_H, \sigma_F, n_F, \theta_p, \varepsilon_\gamma)$	<input checked="" type="checkbox"/>
2. Контактная прочность	σ_{Hmax}	<input type="checkbox"/>
3. Изгибная прочность	$f(\sigma_{Fmax1}, \sigma_{Fmax2})$	<input type="checkbox"/>
4. Равнопрочность по изгибу зубьев в передаче	$f(n_{F1}, n_{F2})$	<input type="checkbox"/>
5. Износостойкость и наибольшее сопротивление заеданию (выравнивание удельных скольжений профилей зубьев в нижних точках активных профилей)	$f(\theta_{p1}, \theta_{p2})$	<input type="checkbox"/>
6. Плавность работы (максимальное значение коэффициента перекрытия)	$f(\varepsilon_\gamma)$	<input type="checkbox"/>
7. Ресурс работы передачи	$f(L_{H1}, L_{H2}, L_{F1}, L_{F2})$	<input type="checkbox"/>

Рис. 3. Критерии оптимизации

Рассмотрим реальный пример. Имеем шевронную передачу редуктора колёсной пары электровоза 2ЭС5К. Цель оптимизации – повысить износостойкость передачи без изменения угла наклона зубьев и габаритных размеров.

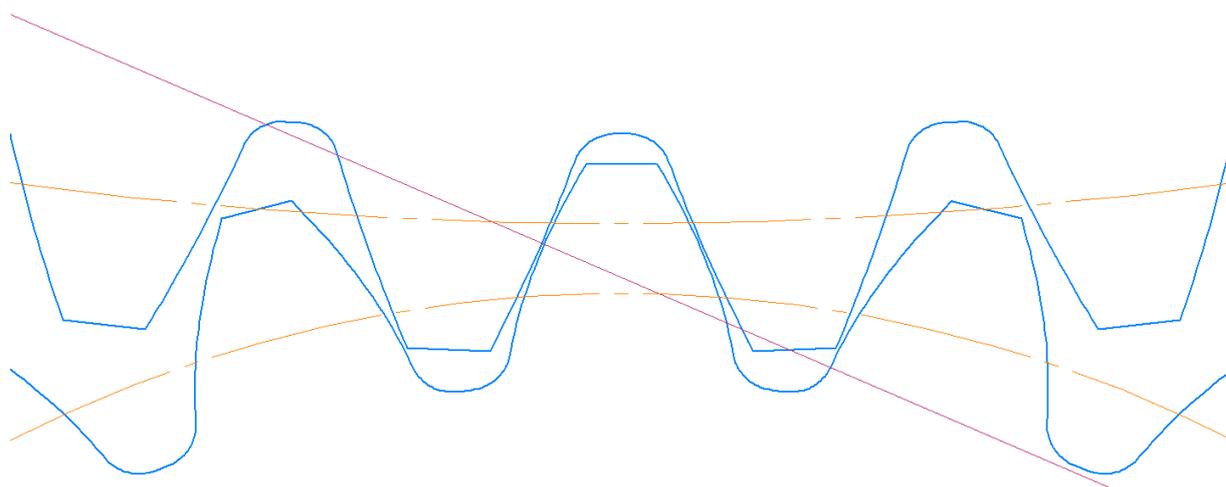
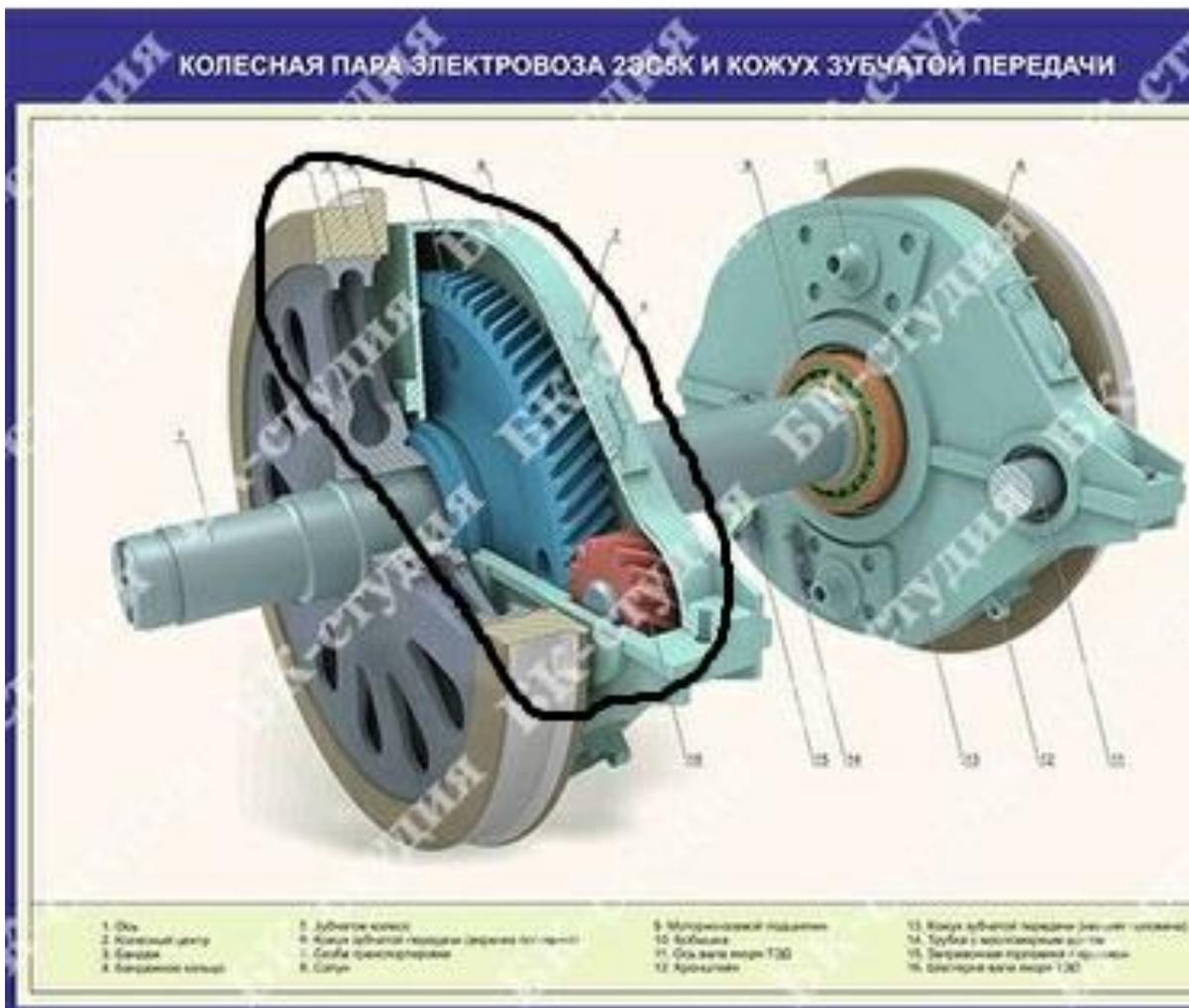


Рис. 4. Исходная передача

Таблица 1. Геометрический расчёт цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * ¹ колесо	Ведомое * ² колесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	z_1, z_2	25	86
Модуль, мм	m_n	10	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	24°34'37"	
Направление линии зуба	—	шевронное справа налево	шевронное слева направо
Нормальный исходный контур	—	ГОСТ 13755-2015	
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	h_a^*	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ_f^*	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	b	200	200
Коэффициент смещения исходного контура	x	+0,3726	+0,3741
Степень точности	—	7-6-6-B	7-6-6-B
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	u	3,44	
Межосевое расстояние, мм	a_w	617,5 ± 0,14	
Делительный диаметр, мм	d	274,905	945,675
Диаметр вершин зубьев, мм	d_a	301,843	972,643
Диаметр впадин зубьев, мм	d_f	257,357	928,157
Начальный диаметр, мм	d_w	278,153	956,847
Основной диаметр, мм	d_b	255,223	877,967
Угол зацепления	α_{tw}	23°25'39"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>			
Постоянная хорда, мм	\bar{s}_c	16,266 ^{-0,18} _{0,3}	16,275 ^{-0,25} _{0,43}
Высота до постоянной хорды, мм	\bar{h}_c	10,509	10,522
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	ρ_s	59,04	183,665
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	ρ_p	36,223	164,935
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{W\gamma}$	5	12
Длина общей нормали, мм	W	139,982 ^{0,14} _{0,28}	357,833 ^{-0,25} _{0,43}
Максимальная длина общей нормали, мм	W_b	230,278	230,278
Возможность измерения длины общей нормали	—	выполнено	не выполнено

Продолжение табл. 1.

Наименование и обозначение параметра		Ведущее ^{*1} колесо	Ведомое ^{*2} колесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	ρ_w	64,424	164,686
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	ρ_a	80,577	209,289
Условие $\rho_p < \rho_w < \rho_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного шарика, мм	D	17,463	17,463
Угол профиля на окружности, проходящей через центр шарика	α_D	27°46'00"	23°54'32"
Диаметр окружности, проходящей через центр шарика, мм	d_D	288,436	960,376
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев, мм	ρ_m	59,15	186,575
Условие $\rho_p < \rho_m < \rho_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Размер по шарикам, мм	M	305,33 ^{-0,368} _{-0,802}	977,839 ^{-0,729} _{-1,051}
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	s_n	18,42 ^{-0,16} _{-0,3}	18,431 ^{-0,25} _{-0,43}
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	x_{min}	-0,898	-5,528
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	ρ_l	34,189	158,85
Условие отсутствия подрезания $\rho_l \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Диаметр положения нижней точки активного профиля зуба, мм	d_p	265,306	937,892
Диаметр положения точки пересечения эвольвенты с переходной кривой профиля зуба, мм	d_{Π}	264,225	933,681
Условие отсутствия интерференции $\rho_l \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	s_{na}	6,741	7,992
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	4	
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	θ_p	-0,6796	-0,68056
Коэффициент торцового перекрытия	ε_α	1,383	
Рекомендованное минимальное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1	
Коэффициент осевого перекрытия	ε_β	2,383	
Коэффициент перекрытия	ε_γ	3,766	
Условие отсутствия самопересечения контура выреза зуба	—	выполнено	выполнено

Таблица 2. Расчёт на прочность при действии максимальной нагрузки цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления (по ГОСТ 21354-87)

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * ¹ колесо	Ведомое * ² колесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	z_1, z_2	25	86
Модуль, мм	m_n	10	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	24°34'37"	
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	b	200	200
Коэффициент смещения исходного контура	x	+0,3726	+0,3741
Степень точности	—	7-6-6-B	7-6-6-B
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	* ¹	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-2016	
	* ²	Сталь 40ХН ГОСТ 4543-2016	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	62	50
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	T_{max}	10300	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	n_1	750	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	v	10,796	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,103	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Hv}	27,771	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Hv}	1,067	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tH}	74934,852	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ht}	524,307	
Расчётное контактное напряжение, МПа	σ_{Hmax}	561,432	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	σ_{HPmax}	2728	2200
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	n_H	4,859	3,919
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	0,971	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Fv}	41,656	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Fv}	1,1	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tF}	74934,852	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ft}	476,372	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	σ_{Fmax}	85,526	84,422
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	σ_{FPmax}	1599,653	1157,528
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	n_F	18,704	13,711

Таблица 3. Расчёт на долговечность цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления (по ГОСТ 21354-87)

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * ¹ колесо	Ведомое * ² колесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	z_1, z_2	25	86
Модуль, мм	m_n	10	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	24°34'37"	
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	b	200	200
Коэффициент смещения исходного контура	x	+0,3726	+0,3741
Степень точности	—	7-6-6-B	7-6-6-B
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	* ¹	Сталь 12ХН3А ГОСТ 4543-2016	
	* ²	Сталь 40ХН ГОСТ 4543-2016	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	62	50
Базовое число циклов перемены напряжений, миллионы	контакт	N_{Hlim}	120
	изгиб	N_{Flim}	4
Предел выносливости по контакту, соответствующий базовому числу циклов, МПа	σ_{Hlimb}	1426	1050
Коэффициент ограничения усталостных повреждений (контакт)	α_{HG}	0,1	
Коэффициент безопасности (контакт)	S_H	1,2	1,2
Показатель кривой выносливости (контакт)	q_H	6	6
Предел выносливости по изгибу, соответствующий базовому числу циклов, МПа	σ_{Flimb}	950	580
Коэффициент ограничения усталостных повреждений (изгиб)	α_{FG}	0,1	
Коэффициент безопасности (изгиб)	S_F	1,55	1,55
Показатель кривой выносливости (изгиб)	q_F	9	9
Коэффициент, учитывающий шероховатость	Z_R	0,94	0,94
Коэффициент, учитывающий влияние амплитуд напряжений противоположного знака	Y_A	0,75	0,75
Планируемый ресурс работы, час	L_p	30000	

Продолжение табл. 3.

<i>Режимы нагружения передачи</i>							
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н·м		Частота вращения ведущего колеса, об/мин	Продолжитель- ность работы передачи на данном режиме, %	Число циклов нагружения, миллионы	Контактное напряжение, МПа	Напряжение изгиба, МПа	
контакт	изгиб					Ведущее колесо* ¹	Ведомое колесо* ²
T_{Hi}	T_{Fi}	n_{i}	—	N_{ci}	σ_{Hi}	σ_{F1i}	σ_{F2i}
10300	10300	750	10 %	135	561,432	85,416	84,313
9355	9355	770	90 %	1247.4	541,176	79,755	78,724
Наименование и обозначение параметра						Ведущее колесо* ¹	Ведомое колесо* ²
<i>Определяемые параметры</i>							
Допускаемые напряжения по контакту, МПа					σ_{HP}	1117,033	812,334
Эквивалентные напряжения по контакту, МПа					σ_{HE}	543,909	511,326
Допускаемые напряжения по изгибу, МПа					σ_{FP}	418,216	235,177
Эквивалентные напряжения по изгибу, МПа					σ_{FE}	80,467	69,24
Ресурс по контакту, час					L_H	756183	285008
Ресурс по изгибу, час					L_F	29042509338	1323582592

В качестве критериев оптимизации выберем износостойкость и плавность работы.

Оптимизация исходного контура и коэффициентов смещения в модуле IOSO

Параметры передачи : $z_1 = 25$, $z_2 = 86$, $m_n = 10$, $\beta = 24^\circ 34' 37''$, $b_1 = 200$, $b_2 = 200$, $a_w = 617.5$, $x_\Sigma = 0,7467$.
 Расчётная нагрузка : $T_{max} = 10300 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $n_1 = 750 \text{ об/мин}$
 Ограничения : $s_{na1} \geq 0.4 \cdot m_n$, $s_{na2} \geq 0.4 \cdot m_n$, $\varepsilon_\alpha \geq 1$

Ввод ограничений по показателям качества зацепления Ввод данных из расчёта на прочность Ввод данных из расчёта на долговечность **IOSO optimization** Старт оптимизации

Вариант оптимизации $a_w(\text{fix}), m_n(\text{calc}), \beta(\text{fix})$

Наименование и обозначение варьируемых параметров		Текущее значение	Нижний предел варьирования	Верхний предел варьирования
1. Угол профиля зуба исходного контура	α	20 ° 0 ' 0 "	12 ° 0 ' 0 "	33 ° 0 ' 0 "
2. Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	h_a^*	1	0.7	1.5
3. Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0.25	0.1	0.3
4. Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ_f^*	0.38	0.2	0.5
5. Коэффициент смещения исходного контура ведущего колеса	x_1	0	-5	5
6. Коэффициент смещения исходного контура ведомого колеса	x_2	0	-5	5

Наименование и обозначение критериев оптимизации	Активность критерия	
1. Совокупный критерий (формируемый из прочности по контакту и изгибу, удельного скольжения профилей зубов в нижних точках активных профилей и коэффициента перекрытия)	$f(\sigma_H, \sigma_F, n_F, \theta_p, \varepsilon_\gamma)$	<input type="checkbox"/>
2. Контактная прочность	σ_{Hmax}	<input type="checkbox"/>
3. Изгибная прочность	$f(\sigma_{Fmax1}, \sigma_{Fmax2})$	<input type="checkbox"/>
4. Равнопрочность по изгибу зубьев в передаче	$f(n_{F1}, n_{F2})$	<input type="checkbox"/>
5. Износостойкость и наибольшее сопротивление заеданию (выравнивание удельных скольжений профилей зубьев в нижних точках активных профилей)	$f(\theta_{p1}, \theta_{p2})$	<input checked="" type="checkbox"/>
6. Плавность работы (максимальное значение коэффициента перекрытия)	$f(\varepsilon_\gamma)$	<input checked="" type="checkbox"/>
7. Ресурс работы передачи	$f(L_{H1}, L_{H2}, L_{F1}, L_{F2})$	<input type="checkbox"/>

OK Отмена Справка

Рис. 5. Диалог приложения перед стартом оптимизации

Запускаем расчет и через некоторое время получаем его результаты в IOSO.

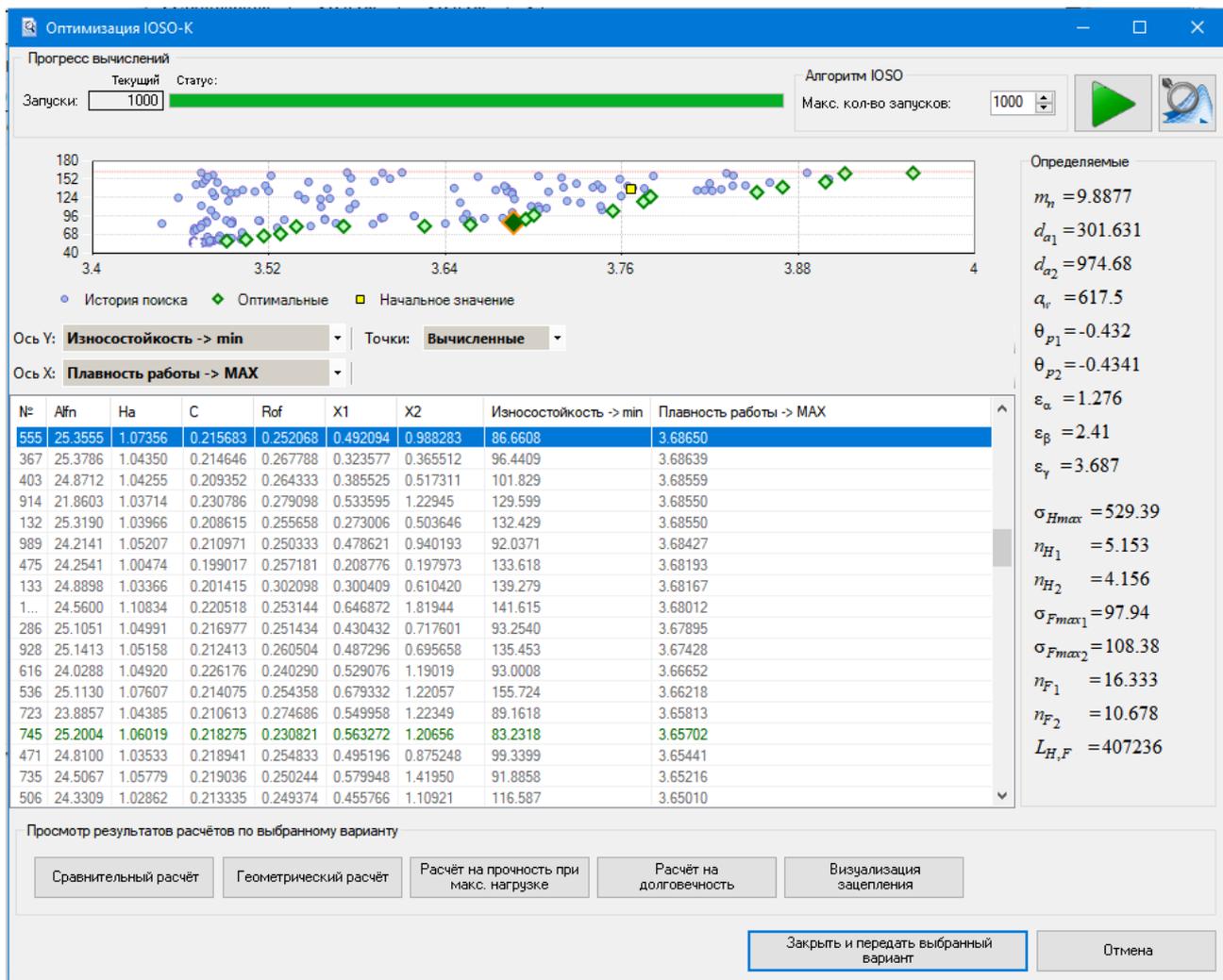


Рис. 6. Результаты расчетов в IOSO

В ходе решения задачи оптимизации получено множество Парето-оптимальных решений (зеленый ромбы на графике), особенностью которых является то, что ни один критерий не может быть улучшен без ухудшения какого-либо другого.

На графике по оси Y показан критерий «износ», который необходимо минимизировать, а по оси X – критерий «плавность работы», который необходимо максимизировать. Желтый квадрат на графике соответствует значениям этих критериев для исходной передачи. Анализ полученного Парето-множества показал, что в результате решения оптимизационной задачи найдены решения, позволяющие значительно сократить износ передачи и повысить ее плавность хода по сравнению с исходным вариантом.

Мы выбрали один из вариантов. Критерием выбора в данном случае было желание выбрать нечто среднее из Парето-множества результатов.

Таблица 4. Сравнительный расчёт цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование и обозначение параметра		Исходный вариант		Оптимизированный вариант	
		Ведущее колесо	Ведомое колесо	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Число зубьев	z	25	86	25	86
Модуль, мм	m_n	10		9,8877	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	24°34'37"		24°34'37"	
Угол профиля зуба исходного контура	α	20°00'00"		25°21'20"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	h_a^*	1		1,07356	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0,25		0,21568	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ_f^*	0,38		0,25207	
Ширина зубчатого венца, мм	b	200	200	200	200
Коэффициент смещения исходного контура	x	+0,3726	+0,3741	+0,4921	+0,9883
Межосевое расстояние, мм	a_w	617,5		617,5	
Диаметр вершин зубьев, мм	d_a	301,844	972,643	301,631	974,68
Диаметр впадин зубьев, мм	d_f	257,357	928,156	256,054	929,104
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	θ_p	-0,67958	-0,68058	-0,43203	-0,43414
Коэффициент торцового перекрытия	ϵ_α	1,383		1,276	
Коэффициент осевого перекрытия	ϵ_β	2,383		2,41	
Коэффициент перекрытия	ϵ_γ	3,766		3,687	
Расчётное контактное напряжение, МПа	σ_{Hmax}	559,582		529,388	
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	n_H	4,875	3,932	5,153	4,156
Расчётное напряжение изгиба, МПа	σ_{Fmax}	84,66	83,566	97,94	108,375
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	n_F	18,895	13,852	16,333	10,678
Ресурс по контакту, час	L_H	772722	291241	1080478	407236
Ресурс по изгибу, час	L_F	32083483866	1462171889	8789506369	143264851

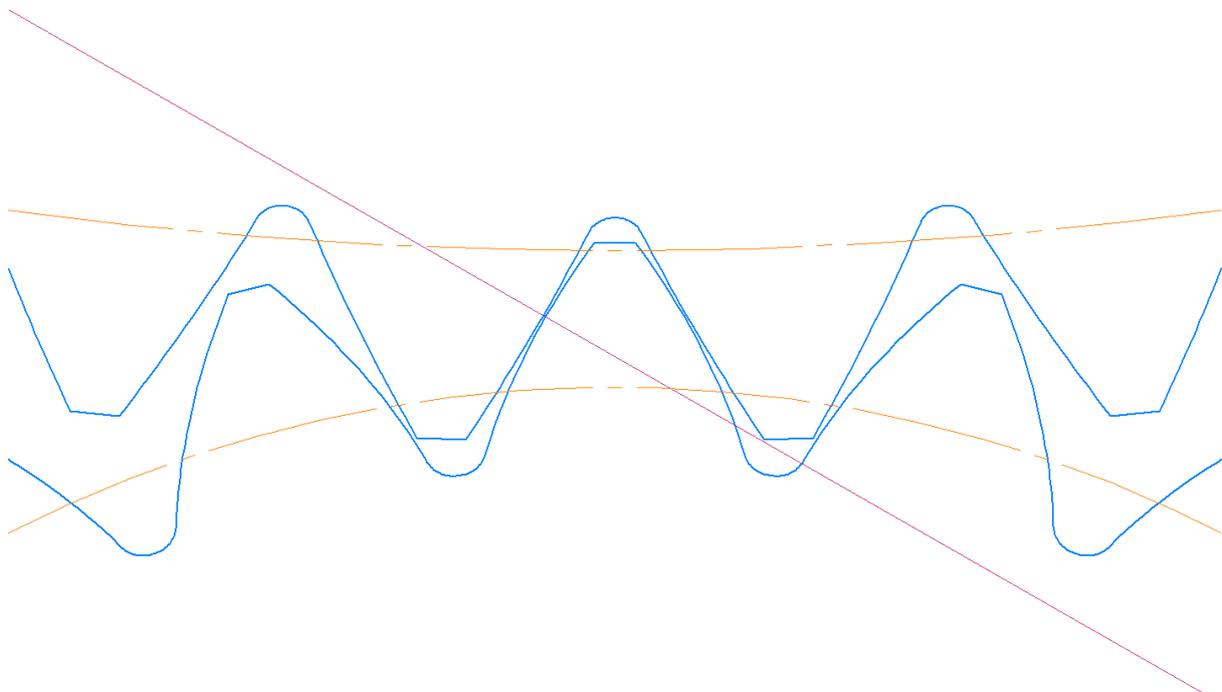


Рис. 7. Оптимизированная передача

Что мы видим... Удельное скольжение ниже, контактные напряжения ниже, ресурс передачи выше. Изгибные напряжения в данном случае нас никак не ограничивали.

Исследования можно продолжить и дальше, например, разрешить варьирование угла наклона и (или) изменить набор критериев. Но преимущества оптимизированной передачи уже очевидны.

Таким образом, применение расчетного комплекса «Валы и механические передачи 3D» в сочетании с приложением «Оптимизация IOSO-K» в среде КОМПАС-3D открывает новые возможности в проектировании высокоэффективных зубчатых передач, обладающих наилучшими характеристиками прочности, долговечности, износостойкости и плавности.

Список ссылочной литературы

1. Гроссман М. Б., Подбор коррекции зубчатых передач. «Вестник машиностроения», №2, 1955.
2. Болотовский И. А., Безруков В. И., Васильева О. Ф. и др., Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. / Под ред. И. А. Болотовского. - 2-е изд. - Машиностроение, 1986. - 448 с.
3. Болотовский И. А., К вопросу о рациональном выборе коэффициентов смещения зубчатых передач. — Тр. Уфимского авиационного института. Уфа, 1957, вып. 3, с. 75—102.
4. Дикер Я. И., Таблица расчёта зацеплений зубчатых передач, Оргаметалл, 1937.
5. Голованёв В. А., Применение оптимизационных методов и интерактивного блокирующего контура при выборе коэффициентов смещения (корригировании) цилиндрических эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления., 23 с., http://machinery.ascon.ru/source/info_materials/2014 - Golovanev.pdf
6. Голованёв В. А., Бабичев Д. Т., Использование блокирующих контуров при проектировании эвольвентных цилиндрических передач : состояние, проблемы, перспективы., 21 с., http://test.ascon.ru/source/info_materials/2014/V.%20Golovanev and D.Babichev.pdf
7. Голованёв В. А., История одного зубчатого зацепления... Или как ему было без корригирования. А также небольшой экскурс к бортовой передаче танка Т-34, 15 с., https://kompas.ru/source/info_materials/2014-12 - toothings-story.pdf