



МЕХАНИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ДВИЖИТЕЛИ

УДК 621.833
EDN КНОЖКР

К ВОПРОСУ ОБ ОПТИМИЗАЦИИ МАССЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Л.П. Сенчурин, канд. техн. наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121 Россия, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: senchurin@live.ru

М.А. Иванова, канд. техн. наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121 Россия, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: wosea@mail.ru

С.В. Черенкова, канд. техн. наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121 Россия, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: svchpar@list.ru

Статья посвящена вопросам оптимизации двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора по условию минимизации массы зубчатых колес. Минимальные массо-габаритные характеристики редуктора являются его важным конкурентным преимуществом. При конструировании многоступенчатых редукторов необходимо выбирать такие передаточные числа по ступеням, которые обеспечивали бы минимальные размеры механизма. Таким образом, оптимальный выбор передаточных чисел ступеней отражается на объеме, а значит, и массе колес в каждой ступени. Обзор имеющейся литературы на эту тему указывает на различную глубину анализа взаимосвязей эксплуатационных и конструктивных параметров механизма. Проведенные авторами теоретические исследования показали, что на результаты разбивки передаточного отношения редуктора по ступеням влияют прежде всего величины момента на выходном валу и общего передаточного отношения, вид термообработки колес и ряд конструктивных ограничений. Составлена целевая функция, учитывающая перечисленные факторы и представляющая собой минимизируемый объем зубчатых колес. Поиск минимума целевой функции осуществлялся в заданных диапазонах геометрических и прочностных параметров деталей и узлов редуктора, а также его эксплуатационных показателей. Результаты минимизации представлены в виде зависимости передаточного числа цилиндрической ступени от передаточного отношения редуктора, вида термообработки колес и момента на выходном валу. Также даны результаты расчета минимального допустимого передаточного числа цилиндрической ступени в зависимости от передаточного отношения двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора, при котором отсутствуют, в частности, подсекание тихоходного вала и внедрение фрезы в опорную шейку конической вал-шестерни; показано сравнение с существующими рекомендациями.

Ключевые слова: коническо-цилиндрический редуктор, целевая функция, передаточное число, передаточное отношение, разбивка передаточного отношения, минимизация массы.

Для цитирования: Сенчурин Л.П. К вопросу об оптимизации массы двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора / Л.П. Сенчурин, М.А. Иванова, С.В. Черенкова // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2025. — № 78. — С. 111 — 118. — EDN КНОЖКР.

ON THE ISSUE OF OPTIMIZING THE MASS OF A TWO-STAGE BEVEL SPUR GEARBOX

L.P. Senchurin, PhD, Associate Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, 190121 Russia, St. Petersburg, Lotsmanskaya ul., 3, e-mail: senchurin@live.ru

M.A. Ivanova, PhD, Associate Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, 190121 Russia, St. Petersburg, Lotsmanskaya ul., 3, e-mail: wosea@mail.ru

S.V. Cherenkova, PhD, Associate Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, 190121 Russia, St. Petersburg, Lotsmanskaya ul., 3, e-mail: svchpar@list.ru

The article is devoted to the optimization of a two-stage bevel spur gearbox to minimizing the mass of gears. The minimum weight and overall characteristics of the gearbox are its important competitive advantage. In designing multi-stage gearboxes, gear ratios should be selected in stages that ensure the mechanism has a minimum dimension. The optimal choice of gear ratios of the stages effect on the volume and the weight of the gears in each stage. A review of the available publications on this topic indicates a different intensity of analysis of the interrelationships of the operational and design parameters of the mechanism. The theoretical studies conducted by the authors showed that the results of dividing the gear ratio of the gearbox into stages are influenced primarily by the amounts of torque on the output shaft and of overall gear ratio, the type of heat treatment of the gears and a number of structural limitations. Objective function has been created taking into account the listed factors and represents minimized volume of gears. The search for the minimum objective function was carried out within the specified ranges of geometric and strength parameters of the parts and units of the gearbox, as well as its performance. The minimization results are presented as a function of the gear ratio of the spur stage and the overall gear ratio, the heat treatment of the gears and the torque on the output shaft. The results of calculation of the minimum allowable gear ratio of the spur stage depending on the gear ratio of the two-stage bevel spur gearbox are also given, in which there is no, in particular, cutting of the low-speed shaft and introduction of the milling cutter into the support neck of the bevel shaft; shows comparison with existing guidelines.

Keywords: *bevel spur gearbox, objective function, gear ratio, gear ratio partitioning, mass minimization.*

For citation: Senchurin L.P., Ivanova M.A., Cherenkova S.V. On the issue of optimizing the mass of a two-stage bevel spur gearbox. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2025. No. 78. P. 111 — 118. EDN KHOJKR. (In Russ.)

ВВЕДЕНИЕ

С развитием судостроения появляются новые требования к разрабатываемой технике. Основной задачей при разработке конкурентоспособных изделий судового машиностроения является уменьшение массогабаритных характеристик. Для производства на морских судах грузоподъемных, швартовых работ и грузообработки применяют грузовые лебедки, якорно-швартовые шпидли, траловые и буксирные лебедки, конвейеры [1]. Важной составляющей этого судового оборудования являются редукторы. Применяемые в судовых механизмах редукторы должны обеспечивать заданные характеристики при минимальных габаритах и массе.

Проблема оптимизации конструкции многоступенчатых редукторов различных типов актуальна и постоянно рассматривается в технической литературе. В работе [2] дан краткий обзор существующих методов и критериев оптимизации различных типов передач.

Разбивка общего передаточного отношения редуктора по ступеням уже на начальном этапе проектирования позволяет оптимизировать конструкцию.

Решением задачи распределения передаточного отношения по ступеням многоступенчатого редуктора для уменьшения его массы, габаритных размеров, использованных материалов занимались многие исследователи. Их работы различаются глубиной анализа взаимосвязей различных параметров передачи, учетом конструктивных особенностей механизма, также расчетными критериями для оценки нагрузочной способности передач, входящих в редуктор.

На начальном этапе расчета для разбивки передаточного отношения коническо-цилиндрического редуктора используют типовые рекомендации, приводимые в справочной и учебной литературе [3 — 7]. Анализ этих рекомендаций, удовлетворяющих условию минимизации массы, выявил необходимость проверять их на предмет исключения интерференции зубьев.

Расчеты передаточных чисел ступеней коническо-цилиндрического редуктора по предложенным формулам показали, что в некоторых диапазонах передаточных отношений редуктора, видов термообработки колес, моментов на выходном валу возможно подсекание коническим колесом выходного вала (рис. 1).

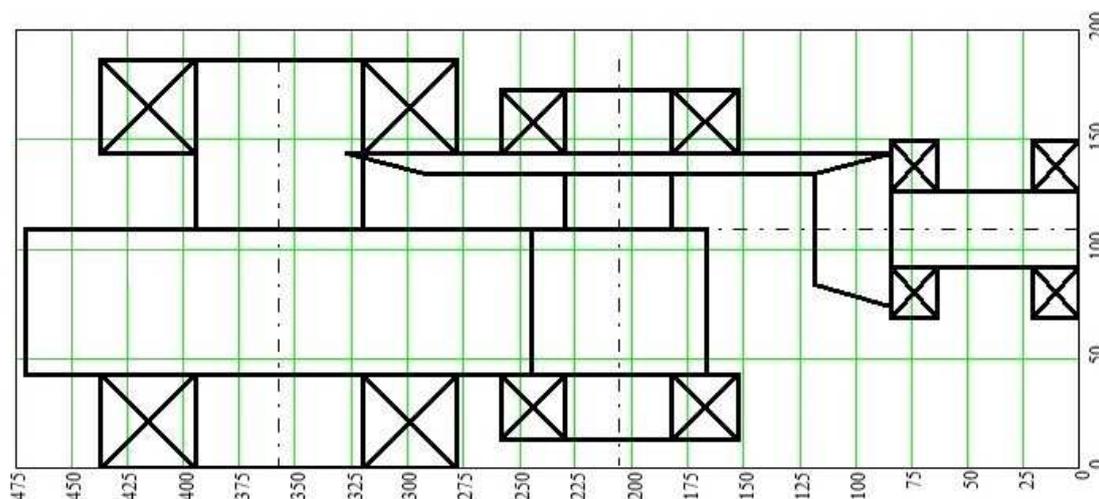


Рис. 1. Подсекание вала коническим колесом

Существуют рекомендации оптимизации редуктора по минимальной длине без учета конструктивных ограничений [8 — 10].

Может отсутствовать возможность установки крепежного болта между подшипниками цилиндрической ступени или возникает необходимость выполнять на цилиндрической ступени врезную вал-шестерню, что не всегда допустимо [11].

Не исключена возможность зареза фрезой, при ее выходе, опорной шейки под подшипник конической вал-шестерни [12].

В работе [13] предлагается методика выбора оптимальных параметров двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора без числовых результатов.

МЕТОДИКА РЕШЕНИЯ ПОСТАВЛЕННОЙ ЗАДАЧИ

Целью предлагаемого исследования является максимальное уменьшение собственной массы зубчатых колес, так как размеры корпуса редуктора можно уменьшить благодаря оптимизации его монтажного объема, который определяется в основном объемом (массой) зубчатых колес.

В данной статье рассмотрена оптимизация коническо-цилиндрического редуктора по массе, исключая подсекание вала колесом (рис. 1), зарез фрезой опорной шейки под подшипник конической вал-шестерни и необходимость установки врезной вал-шестерни цилиндрической ступени, обеспечивающая, когда требуется, установку крепежного болта.

В качестве критерия оптимизации принята масса колес.

Целевая функция (минимизируемый объем колес):

$$V_k(u_T, a, d_{e2}, d_2, a_{\min}, \psi_{ba}, a_{пб}, D_{пш}, D_{пг}, d_{пш}, d_{пг}, d_{болт}) = \frac{\pi(1,5d_{пш})^2}{4} (1,3d_{пш} - \psi_{bRe}0,5d_{e2}) + \pi \cdot d_{e2}^3 \left[\frac{1 - (1 - \psi_{bRe})^3}{24i_{ред}^2} (i_{ред} + u_T)u_T + \frac{\pi \cdot a^3 \cdot \psi_{ba}(1 + u_T^2)}{(1 + u_T)^2} \right], \quad (1)$$

где u_T — передаточное число тихоходной ступени;

a — межосевое расстояние тихоходной ступени, получаемое из условия контактной прочности;

d_{e2}, d_2 — соответственно внешний делительный диаметр конического колеса и делительный диаметр колеса тихоходной ступени;

a_{\min} — минимальное межосевое расстояние, обеспечивающее отсутствие подсекания коническим колесом тихоходного вала;

$\psi_{ba} = b/a$ — относительная ширина венца тихоходной ступени;

$a_{пб}$ — межосевое расстояние, обеспечивающее размещение подшипников и крепежного болта между ними;

$D_{пш}, D_{пг}$ — соответственно наружные диаметры подшипника промежуточного и тихоходного валов;

$d_{пш}, d_{пг}$ — соответственно диаметры промежуточного и тихоходного валов под подшипники;

$d_{болт}$ — диаметр болта, устанавливаемого между подшипниками;

$i_{ред}$ — передаточное отношение редуктора;

$\psi_{bRe} = b/R_e$ — относительная ширина венца конической пары.

В выражении (1) первое слагаемое правой части — объем цилиндрической части конического колеса, второе — конической; третье слагаемое — объем цилиндрического колеса с коэффициентом заполнения, равным единице.

Для минимизации целевой функции (1) заданы условия и ограничения:

- межосевого расстояния цилиндрической ступени a ,
- внешнего делительного диаметра конического прямозубого колеса d_{e2} ,
- делительного диаметра цилиндрического колеса d_2 ,
- диаметров промежуточного и тихоходного валов под подшипники $d_{пш}$ и $d_{тш}$,
- аппроксимационные формулы для наружных диаметров роликовых конических подшипников $D_{пш}$ и $D_{тш}$,
- требуемого межосевого расстояния для исключения подсекаания тихоходного вала,
- требуемого межосевого расстояния по условию размещения подшипников и болта между ними $a_{пб}$,
- диаметра болтов в зоне подшипников $d_{болт}$,
- относительная ширина венца тихоходной цилиндрической ступени и диапазон ее ограничения

$$0,2 \leq \psi_{ba} \leq 0,6,$$

— условия по межосевому расстоянию, позволяющие избежать его возможной корректировки в дальнейших расчетах ступени и сразу получить окончательное значение u_T ,

- ограничения по передаточному числу тихоходной и конической ступеней $1 \leq u_T \leq 8$, $i_{ред}/u_T \leq 6,0$.

Принят следующий диапазон варьирования переменными:

- передаточное отношение редуктора $i_{ред} = 6 — 30$,
- момент сопротивления на выходном валу $T_T = 500 — 4000$ Н·м,
- диапазон допускаемых контактных напряжений $[\sigma] = 430 — 1000$ МПа,
- допускаемое напряжение кручения при расчете диаметров валов МПа,
- относительная ширина цилиндрической шестерни принята $\psi_{bd} = b/d_1 = 1,2$ при $HV < 350$ и $\psi_{bd} = 1,0$ при $HV > 350$.

Поиск минимума целевой функции выполнялся с помощью встроенных функций Mathcad.

Результаты оптимизации представлены в таблице и на рис. 2 — 4.

Таблица

Результаты расчета передаточного числа тихоходной ступени при некоторых значениях параметров

T_T , Н·м	$[\sigma_H]$, МПа	Передаточное отношение редуктора, $i_{ред}$						
		6	10	14	18	22	26	30
500	430	2,757	3,217	3,55	3,82	4,04	4,24	4,41
	600	2,97	3,44	3,78	4,05	4,28	4,48	4,66
	800	3,22	3,70	4,04	4,32	4,56	4,75	4,93
	1000	4,21	4,21	4,30	4,58	4,81	5,02	5,20
2000	430	2,64	3,09	3,42	3,69	3,91	4,10	4,27
	600	2,82	3,28	3,61	3,88	4,11	4,30	4,48
	800	3,01	3,49	3,83	4,10	4,33	4,53	4,70
	1000	3,44	3,69	4,03	4,31	4,54	4,74	4,92
4000	Улучшение	2,60	3,05	3,38	3,64	3,86	4,05	4,22
	Цементация	3,22	3,60	3,94	4,22	4,45	4,65	4,82

В примере на рис. 2 выполняется условие минимизации массы при всех перечисленных выше ограничениях (ср. с рис. 1).

Результаты решения функции (1) в графическом виде показаны на рис. 3 и рис. 4. На рис. 3 зависимость влияния передаточного отношения редуктора $i_{ред}$, вида термообработки и момента на выходном валу T_T на величину оптимального передаточного числа тихоходной ступени представлена в виде двух поверхностей, которые отражают значения u_T при $T_T = 500$ и 2000 Н·м.

Для момента на тихоходном валу $T_T = 500$ Н·м получены аппроксимирующие формулы передаточного числа цилиндрической ступени u_T :

- при цементации колес

$$u_{та} = 3,083 \cdot 10^{-3} \cdot i_{ред}^{1,744} + 4,081, \quad (2)$$

- при улучшении

$$u_{та} = 2,427 \cdot i_{ред}^{0,231} - 0,915. \quad (3)$$

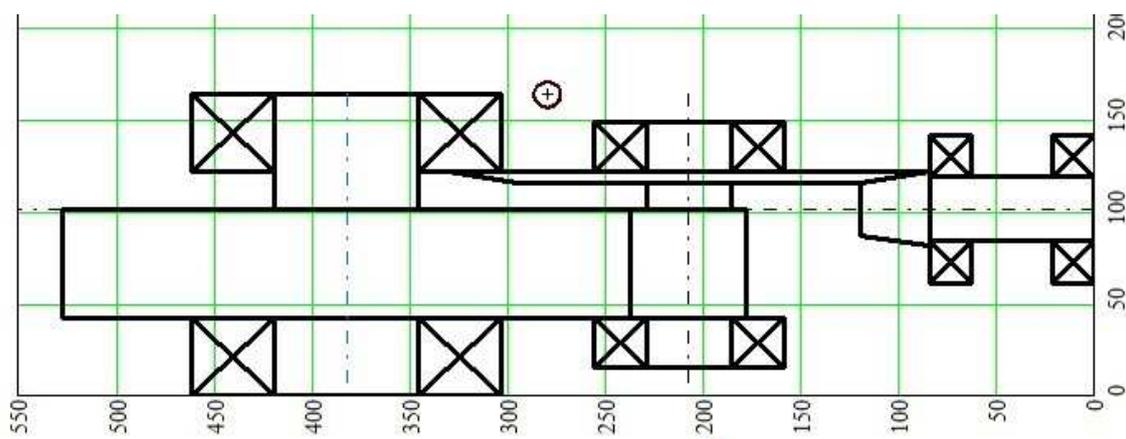


Рис. 2. Результат оптимальной разбивки передаточного отношения

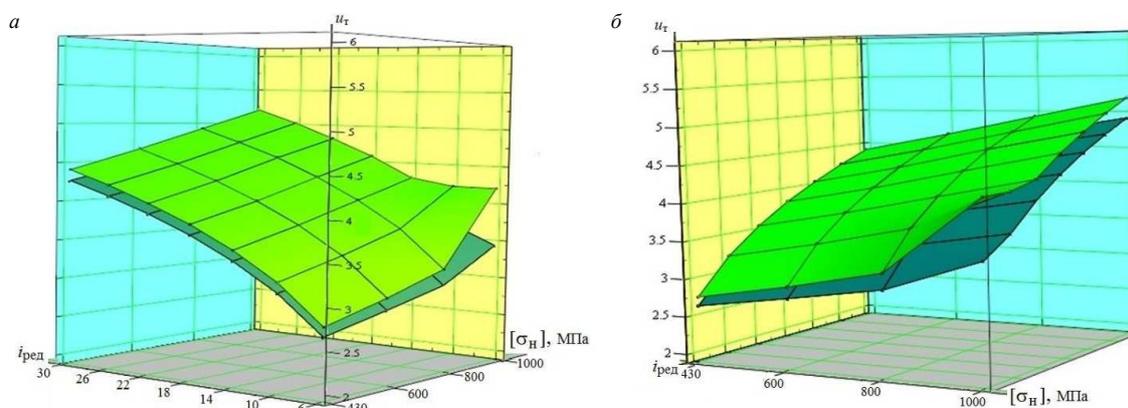


Рис. 3. Передаточное число цилиндрической ступени u_t в зависимости от передаточного отношения редуктора, вида термообработки колес и момента на выходном валу:
 при $T_T = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — верхняя поверхность, при $T_T = 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — нижняя поверхность

Результаты расчетов по формулам (2), (3) приведены на рис. 4 дополнительно к графикам решения функции (1):

- кривая 1 соответствует расчету по формуле (2);
- кривая 6 соответствует расчету по формуле (3).

Формулы (2) и (3) получены в диапазоне момента на выходном валу $T_T = 500 \dots 4000 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Дальнейший рост момента не оказывает влияния на величину оптимального значения передаточного числа цилиндрической ступени.

В указанном диапазоне расчет по формуле (2) $u_{та}$, применительно к редуктору с цементованными колесами, дает превышение массы по сравнению с рассчитанным по формуле (1): от 12 % при $i_{ред} = 6$ и до 4 % при $i_{ред} = 30$. В случае колес с улучшением превышение массы — от 20 % до 12 %.

Применение формулы (3) при проектировании редуктора с улучшенными колесами дает относительный избыток массы колес (по сравнению с расчетом по формуле (1)) не более 2,5 % для рассматриваемых диапазонов передаточного отношения редуктора $i_{ред} = 6 \dots 30$ и момента на выходном валу $T_T = 500 \dots 4000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

В первом приближении аппроксимационная формула (2) может быть предложена при разбивке общего передаточного отношения коническо-цилиндрического редуктора по ступеням, для минимизации массы колес, как при цементации, так и при улучшении.

Полученные значения u_t являются минимально допустимыми, при которых выполняются перечисленные выше условия: исключается подсекание вала колесом (рис. 1), зарез фрезой опорной шейки под подшипник конической вал-шестерни и необходимость установки врезной вал-шестерни цилиндрической ступени, обеспечивающая, когда требуется, установку крепежного болта.

На рис. 5 дано сравнение расчетов по целевой функции (1), аппроксимационным формулам (2) и (3) и по формулам авторов [3 — 6].

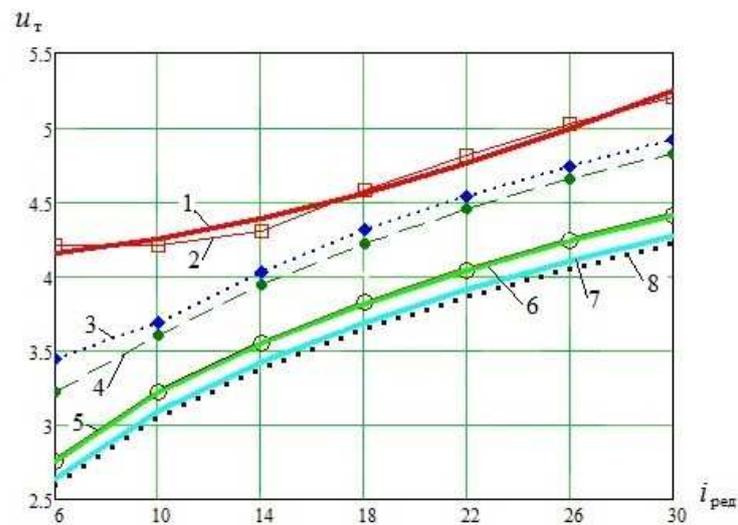


Рис. 4. Передаточное число тихой ступени в зависимости от передаточного отношения редуктора, момента на выходном валу T_T (Н·м) и вида термообработки колес:

- цементация: 1 — по формуле аппроксимации (2) ($T_T = 500$ Н·м), 2 — при $T_T = 500$ Н·м, 3 — при $T_T = 2000$ Н·м, 4 — при $T_T = 4000$ Н·м,
- улучшение: 5 — при $T_T = 500$ Н·м, 6 — по формуле аппроксимации (3) ($T_T = 500$ Н·м), 7 — при $T_T = 2000$ Н·м, 8 — при $T_T = 4000$ Н·м

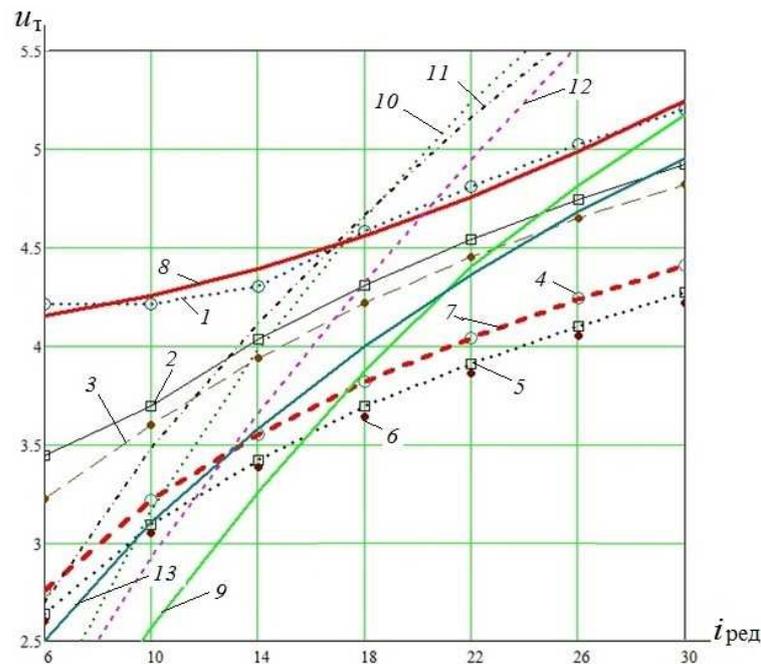


Рис. 5. Передаточное число тихой ступени в зависимости от передаточного отношения редуктора, момента на выходном валу T_T и вида термообработки колес:

- по формуле (1), цементация: 1 — при $T_T = 500$ Н·м, 2 — при $T_T = 2000$ Н·м, 3 — при $T_T = 4000$ Н·м;
- улучшение: 4 — при $T_T = 500$ Н·м, 5 — при $T_T = 2000$ Н·м, 6 — $T_T = 4000$ Н·м,
- аппроксимации: 7 — по формуле (3), 8 — по формуле (2),
- по формулам из [3 — 6]: 9 — из [3] при $HV > 350$, 10 — из [3] при $HV < 350$, 11 — из [4], 12 — из [5], 13 — из [6]

Формула (2) определяет граничные значения u_T для цементованных колес (рис. 5.8), выше которых передача по габариту избыточна. Формула (3) определяет верхнюю границу передаточного числа u_T в редукторе с улучшенными колесами (рис. 5.7), выше которого масса колес избыточна.

Была выполнена разбивка передаточного отношения коническо-цилиндрического редуктора по условию минимизации диаметральной площади колес передачи.

Установлено, что при отношении ширины зубчатого венца конического колеса к внешнему конусному расстоянию $\psi_{bRe}=0,285$ и относительной ширине цилиндрической шестерни $\psi_{bd}=1,0 \dots 1,2$ габариты передачи в диаметральной плоскости получаются такими же, как и при минимизации по объему колес.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На примере оптимальной разбивки передаточного отношения двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора по ступеням рассмотрены результаты решения задачи минимизации целевой функции многих переменных с их ограничениями.

Результаты минимизации представлены в виде графической зависимости передаточного числа цилиндрической ступени от передаточного отношения редуктора, вида термообработки колес и момента на выходном валу.

Даны результаты расчета минимального допустимого передаточного числа цилиндрической ступени в зависимости от передаточного отношения двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора, при котором отсутствуют, в частности, подсекание вала и внедрение фрезы в опорную шейку конической вал-шестерни.

Применение полученной целевой функции может быть использовано для решения задач проектирования и конструирования редуктора.

Показана возможность применения расчетного пакета при разработке оптимальной конструкции редуктора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ивановская А.В. Математические основы разработки системы управления судового грузоподъемного оборудования / А.В. Ивановская, В.А. Жуков // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2024. — № 75. — С. 66 — 74. — EDN PSBVCR.
2. Старжинский В.Е. Корректировка параметров компоновки двухступенчатого цилиндрического редуктора / В.Е. Старжинский, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардусевич // Актуальные вопросы машиноведения. — 2017. — Вып. 6. — С. 96 — 98.
3. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.В. Конструирование и расчет зубчатых редукторов. — Л.: Машиностроение, 1971. — 328 с.
4. Чернавский С.А. Проектирование механических передач: уч.-справ. пос. 5-е изд. / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов, К.Н. Боков и др. — М.: Машиностроение, 1984. — 560 с.
5. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: уч. пос. 8-е изд., доп. / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. — М.: Академия, 2003. — 564 с.
6. Снесарев Г.А. Оптимизация зубчатых редукторов // Вестник машиностроения. — 1985. — № 10. — С. 53 — 56.
7. Курмаз Л.Ф. Детали машин. Проектирование: справ. уч.-метод. пос. / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. — М.: Высшая школа, 2005. — 309 с.
8. Иванов К.Я. Оптимизация основных параметров коническо-цилиндрического редуктора / К.Я. Иванов // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. — 2009. — № 2(23). — С. 251 — 253.
9. Меретуков М.А. К вопросу о распределении общего передаточного отношения цилиндрического редуктора между ступенями / М.А. Меретуков // Вестник Адыгейского государственного университета. Серия 4: Естественно-математические и технические науки. — 2018. — № 2(221). — С. 160 — 163.
10. Шевченко С.В. Особенности конструирования двухступенчатого конического редуктора / С.В. Шевченко, А.А. Муховатый, О.С. Кроль // Автоматизированное проектирование в машиностроении. — 2019. — № 7. — С. 26 — 30. — DOI 10.26160/2309-8864-2019-7-26-30.
11. Барышников С.О. Особенности распределения передаточного отношения рядовых редукторов с высокой твердостью зубьев для привода судовых и крановых механизмов / С.О. Барышников, А.К. Афанасьев, А.Н. Иванов // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. — 2021. — Т. 13, № 5. — С. 694 — 709. — DOI 10.21821/2309-5180-2021-13-5-694-709.
12. Ершов Р.С. Оптимизация способов обработки зубьев на вал-шестерне / Р.С. Ершов // Образование. Наука. Производство: м-лы X Междунар. молодежного форума, Белгород, 1 — 15 октября 2018 г. — Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2018. — С. 918 — 922.
13. Печенев А.В. Многокритериальная оптимизация двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора / А.В. Печенев // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления: м-лы XIV Междунар. науч.-тех. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. Гомель, 24 — 25 апреля 2014 г. — Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого. С. 59 — 62.

REFERENCES

1. Ivanovskaya A.V., Zhukov V.A. Mathematical foundations of the development of a control system for marine lifting equipment. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2024. № 75. P. 66 — 74. — EDN PSBVCR.
2. Starzhinsky V.E., Basinyuk V.L., Mardosevich E.I. Korrektirovka parametrov komponentovki dvukhstuppenchatogo tsilindricheskogo reduktora [Correcting configuration parameters of a two-stage cylindrical reduction gearbox]. *Aktual'nye voprosy mashinovedeniya [Actual Problems of Machine Science]*. 2017. Issue 6. P. 96 — 98.
3. Kudryavtsev V.N., Derzhavets Yu.A., Glukharev E.V. Konstruirovaniye i raschyot zubchatykh reduktorov [Design and calculation of gearboxes]. Leningrad: Mashinostroeniye, 1971. 328 s.
4. Chernavskii S.A., Snesarev G.A., Kozintsov B.S., Bokov K.N. et al. Proektirovaniye mekhanicheskikhperedach [Design of mechanical gears: textbook. 5th ed.]. Moscow: Mashinostroeniye, 1984. 560 p.
5. Dunaev P.F. Konstruirovaniye uzlov i detalei mashin [Design of machine assemblies and components: textbook]. Moscow: Akademiya, 2003. 564 p.
6. Snesarev G.A. Optimizatsiya zubchatykh reduktorov [Optimisation of gearboxes]. *Vestnik mashinostroeniya [Bulletin of Mechanical Engineering]*. 1985. No. 10. P. 53 — 56.
7. Kurmaz L.V., Skoibeda A.T. Detali mashin. Proektirovaniye [Machine components. Design: textbook]. Moscow: Vysshaya shkola, 2005. 309 p.
8. Ivanov K.Ya. Optimization of the basic parameters of a conical-cylindrical reducer. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika M.F. Reshetneva [Bulletin of the Siberian State Aerospace University named after M. F. Reshetnev]*. 2009. No. 2 (23). P. 251 — 253. (In Russ.)
9. Meretukov M.A. K voprosu o raspredelenii obshchego peredatochnogo otnosheniya tsilindricheskogo reduktora mezhdu stupenyami [To the question of distribution of the general transfer ratio of the spur gearbox between stages]. *Vestnik Adygeiskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya 4: Estestvenno-matematicheskii i tekhnicheskii nauki [Bulletin of Adygeya State University. Series 4: Natural-mathematical and technical sciences]*. 2018. No. 2(221). P. 160 — 163.
10. Schevchenko S.V., Mukhovaty A.A., Krol O.S. Osobennosti konstruirovaniya dvukhstuppenchatogo konicheskogo reduktora [Features of two-stage conical reducer construction]. *Avtomatizirovannoe proektirovaniye v mashinostroenii [Automated design in mechanical engineering]*. 2019. No. 7. P. 26 — 30.
11. Baryshnikov S.O., Afanasyev A.K., Ivanov A.N. Features of the distribution of ordinary gearboxes gear ratio with high tooth hardness for the drive of ship and crane mechanisms. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota im. admirala S.O. Makarova*. 2021. Vol. 13, No. 5. P. 694 — 709. (In Russ.) DOI 10.21821/2309-5180-2021-13-5-694-709.
12. Ershov R.S. Optimizatsiya sposobov obrabotki zub'ev na val-shesterne [Optimization method for tooth modifications on pinions]. *Obrazovanie. Nauka. Proizvodstvo: Materialy X Mezhdunarodnogo molodezhnogo foruma, Belgorod, 01 — 15 Oct. 2018 [Education. Science. Production: Proc. of X Intern. Youth Forum]*. Belgorod: BG TU im. V.G. Shuhova, 2018. P. 918 — 922.
13. Pechenev A.V. Mnogokriterial'naya optimizatsiya dvukhstuppenchatogo konicheskogo-tsilindricheskogo reduktora [Multi-criteria optimisation of a two-stage bevel spur gearbox]. *Issledovaniya i razrabotki v oblasti mashinostroeniya, energetiki i upravleniya: Materialy XIV Mezhdunarodnoi nauchno-tehnicheskoi konferentsii studentov, aspirantov i molodykh uchenykh [Research and Development in the Field of Mechanical Engineering, Power Engineering and Management: Proc. of XIV Intern. Scientific and Technical Conf. of Students, Postgraduate Students and Young Scientists]*. Gomel, 24 — 25 Apr. 2014. Gomel: GGTU im. P.O. Suhogo. P. 59 — 62.