

СУДОСТРОЕНИЕ И СУДОРЕМОНТ

DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-5-694-709

FEATURES OF THE DISTRIBUTION OF ORDINARY GEARBOXES GEAR RATIO WITH HIGH TOOTH HARDNESS FOR THE DRIVE OF SHIP AND CRANE MECHANISMS

S. O. Baryshnikov, A. K. Afanasyev, A. N. Ivanov

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

The design of power drives of reloading equipment built on multi-stage ordinary gear reducers with high-hard cylindrical involute gears, which allow to dramatically improve the mass — load capacity of the drive, reduce metal consumption, reduce the weight of the drive by up to 50%, and ensure the production of compact energy-intensive devices, is considered in the paper. This is achieved, first of all, by increasing the hardness of the teeth and the rational distribution of the gear ratio over the steps. In previously published works, the distribution of the total gear ratio by stages was carried out by solving the problems of minimizing the objective function with a variety of criteria designed to assess the operational state of the gearbox. With this distribution of the gear ratio, regardless of the criterion that determines the degree of transmission load and is the basis for optimizing the gearbox parameters, inequalities, in which the gear ratio of the slow-speed stage is assigned a lower value than in the high-speed stage, are realized. Studies have shown that in a fairly wide range of gear ratios, the assignment of the gear ratio in each stage to the optimal value leads to the appearance of an unconstructive and non-technological mortise shaft-gear in the design, which excludes grinding the teeth as the last operation after heat treatment of the gears. Therefore, the use of two, three and four-stage cylindrical gearboxes with high-hard teeth on cranes when distributing the total gear ratio forces us to take into account the requirements related to the design and manufacturing technology of gears. In the proposed work, in order to exclude the mortise shaft-gear for the distribution of the gear ratio, a design and technological criterion is introduced in the form of a "threshold" level that limits the largest gear ratio realized in one stage, and as a result, limits the largest gear ratio realized by the gearbox. Tables and approximating dependencies in the form of simple functions forming optimal values of gear ratios are proposed for reducers. These dependencies can be directly used in the design of gearboxes with improved gears. For gearboxes with high tooth hardness, the distribution of the gear ratio is based on the implementation of an inequality in which the gear ratio of a high-speed stage is assigned taking into account the "threshold" level while ensuring a given deviation of the gear ratios of the stages from the optimal values. This approach increases the diameter of the cavities, justifies the assignment of the gear ratio of the high-speed stage by a lower value than in the low-speed stage and eliminates the appearance of an unconstructive and non-technological mortise shaft-gear in the design.

Keywords: multi-stage ordinary gear reducer, high-hard gearing, mortise ring, gear ratio, "threshold" gear ratio, specified deviation, minimum total mass, volume of gears.

For citation:

Baryshnikov, Sergey O., Andrei K. Afanasyev, and Anatoly N. Ivanov. "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 imeni admirala S. O. Makarova* 13.5 (2021): 694–709. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-5-694-709.

УДК 621.873.019.3

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

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Настоящая статья посвящена вопросам проектирования силовых приводов перегрузочной техники, построенных на основе многоступенчатых рядовых зубчатых редукторов с высокотвердыми цилиндрическими эвольвентными передачами, позволяющими резко улучшить показатель масса-нагрузочной способности привода, уменьшить расход металла, снизить массу привода до 50 % и обеспечить получение компактных энергоемких устройств. Это осуществляется, прежде всего, за счет повышения твердости зубьев и рационального распределения передаточного отношения по ступеням. В ранее опубликованных на эту тему работах распределение общего передаточного отношения по ступеням осуществлялось решением задач минимизации целевой функции при многообразии критериев, используемых для оценки работоспособного состояния редуктора. При таком распределении передаточного отношения независимо от критерия, определяющего степень загруженности передачи и положенного в основу оптимизации параметров редуктора, реализуются неравенства, в которых значение передаточного числа тихоходной ступени назначается меньшим, чем быстроходной. Исследования показали, что в довольно широком интервале передаточных отношений назначение передаточного числа в каждой ступени оптимальным значением, приводит к появлению в конструкции неконструктивной и нетехнологичной врезной вал-шестерни, включающей шлифование зубьев в качестве последней операции после термической обработки зубчатых колес. Поэтому применение на кранах двух-, трех- и четырехступенчатых редукторов с цилиндрической передачей с высокотвердыми зубьями при распределении общего передаточного отношения приводит к необходимости учета требований, связанных с конструкцией и технологией изготовления зубчатых колес. В предлагаемой работе с целью исключения врезной вал-шестерни для распределения передаточного отношения введен конструктивно-технологический критерий в форме «порогового» уровня, ограничивающего наибольшее передаточное число, реализуемое в одной ступени, и как следствие, ограничивающее наибольшее передаточное отношение редуктора. Для редукторов предложены таблицы и аппроксимирующие зависимости в виде простых функций, формирующих оптимальные значения передаточных чисел. Эти зависимости могут непосредственно использоваться при проектировании редукторов с улучшенными зубчатыми колесами. Для редукторов с высокой твердостью зубьев распределение передаточного отношения основано на реализации неравенства, в котором передаточное число быстроходной ступени назначается с учетом «порогового» уровня при обеспечении заданного отклонения передаточных чисел ступеней от оптимальных значений. Такой подход увеличивает диаметр впадин, оправдывает назначение передаточного числа быстроходной ступени меньшим значением, чем в тихоходной ступени, исключая появление в конструкции неконструктивной и нетехнологичной врезной вал-шестерни.

Ключевые слова: многоступенчатый рядовый зубчатый редуктор, высокотвердое зацепление, врезной венец, передаточное отношение, «пороговое» передаточное число, заданное отклонение, минимальная суммарная масса, объем зубчатых колес.

Для цитирования:

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 имени адмирала С. О. Макарова. — 2021. — Т. 13. — № 5. — С. 694–709. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-5-694-709.

Введение (Introduction)

Рядовыми редукторами для краткости условимся называть такие, в которых оси вращения зубчатых колес неподвижны, и различать разработку редукторов и ряда (линейки) редукторов как наиболее сложный процесс. Основной задачей в редукторостроении является рациональное использование материалов за счет применения редуктора с минимальными габаритными размерами. Существует несколько способов решения этой проблемы, одной из которых является значительное ограничение потребления материалов в многоступенчатой зубчатой передаче, которого, прежде всего, можно добиться за счет рационального распределения передаточных отношений по ступеням, а также за счет правильного выбора количества ступеней редуктора в зависимости от требуемого общего передаточного отношения, структуры и геометрии эвольвентного зацепления [1]. От положения пар в пространстве распределение (разбивка) не зависит.

Важнейшим параметром, определяющим размеры силовых приводов, является твердость зубьев их колес. Поэтому неслучайно в конструкторскую практику создания силовых приводов для перегрузочной техники вошли высоконагруженные редукторы, в которых применяются передачи с цементированными и закаленными зубьями с обеспечением высокой точности за счет

отделочных операций зубьев. Их несущая способность выше, чем закаленных токами высокой частоты до 54 HRC и термически улучшенных до твердости 250 HB приблизительно в 1,5 и 5 раз соответственно [2], что позволяет снизить массу привода. Примером является то, что редуктор с косозубыми колесами имеет вес 3640, 1270 и 454 кг при твердости зубьев колес, соответственно, HB 200, 350 и 600 [3], [4].

Выбрать зубчатый редуктор по европейским каталогам в соответствии с прилагаемыми к ним указаниями, обеспечивающими соответствие редуктора заданным требованиям, во многих случаях не представляется возможным. Поэтому при разработке для кранов двух-, трех- и четырехступенчатых редукторов с цилиндрической передачей с твердыми зубьями в процессе решения задачи распределения (разбивки) общего передаточного отношения по ступеням будем ориентироваться на критерий минимальной массы с учетом требований, обусловленных технологией изготовления зубчатых колес. Во-первых, это отказ от нетехнологичных и неконструктивных врезных вал-шестерен (рис. 1), снижающих надежность конструкции редуктора, поскольку одним из основных факторов технологичности конструкции с окончательной обработкой зубошлифованием является форма зубчатого венца. Предпочтительной является открытая форма венца (свободный выход инструмента), при которой нарезание и отделка зубьев возможна любым методом и инструментом на станках всех типов. Возможность зубошлифования предусматривает также односторонний (полуоткрытый) венец. В связи с этим отмечается снижение наибольшего передаточного числа, реализуемого в одной ступени до такого предельного значения, при котором обеспечивается зубошлифование зубьев. Для увеличения диаметра впадин быстроходной ступени является также оправданным назначение ее передаточному числу меньшего значения, чем в ее предшествующих ступенях.

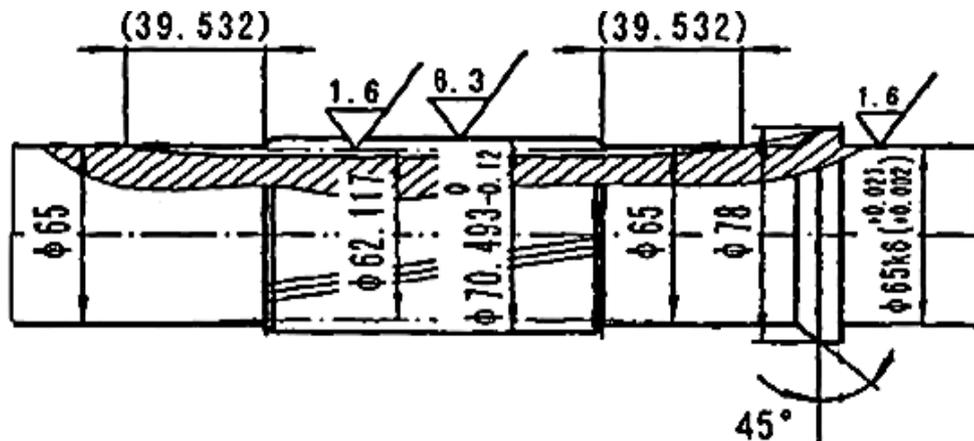


Рис. 1. Фрагмент конструкции быстроходного вала-шестерни ($z_1 = 20$; $m = 3$ мм; $x_1 = 0,41526$) горизонтального трехступенчатого редуктора типа НСЗ с передаточным отношением 78,28 (Китай)

Практика конструирования показала, что в редукторах с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев при надлежащем распределении передаточного отношения по ступеням «пороговое» значение передаточного числа, реализуемого в одной ступени, должно быть менее пяти: $u_{gr} < 5$. Фактическое значение «порогового» уровня передаточного числа ступени определяется в процессе разработки конструкции редуктора с нужным числом зубьев шестерни, коэффициентом смещения исходного контура и принятой конструкцией вала.

Во-вторых, за счет ограничения, накладываемого на наибольшее передаточное число в ступени редуктора, имеет место уменьшение общего передаточного отношения, реализуемого редуктором. Для цилиндрических редукторов с цементированными, закаленными и шлифованными зубьями, передаточные отношения и количество ступеней определялись практикой проектирования, изготовления и эксплуатации и соответствуют данным последней строки табл. 1.

Таблица 1

Количество ступеней в цилиндрическом редукторе в зависимости от требуемого общего передаточного отношения

Количество ступеней в редукторе		Две ступени	Три ступени	Четыре ступени
Интервал передаточного отношения	ГОСТ 2185–66 (93)	8...50	40...400	–
	По данным работы [5]	8...33	30...180	190...1100
	Высокопрочное зацепление	6,3...20 (22,4)	20...100 (112)	100...450

В-третьих, на конструкцию зубчатых колес новых редукторов оказывает влияние экономика производства. Колеса для уменьшения коробления проходят химико-термическую обработку обычно в виде массивных дисков и вытачивание кольцевых карманов, облегчающих диски, в высокопрочном материале после закалки в общем машиностроении не производят (рис. 2), поскольку это требует значительных затрат. Следует отметить, что редукторостроение специализировано по областям применения (перегрузочная техника, авиация и т. д.), что определяет существенные различия в конструкциях деталей редукторов.

Учет ограничения на передаточное число ступени редуктора $u_{gr} < 5$ и других требований, обусловленных технологией изготовления зубчатых колес, потребовал не только уточнения и дополнения, но повлек за собой всесторонний анализ разработанных рекомендаций по выбору передаточного числа ступени для двух- и трехступенчатого редуктора, а для четырехступенчатых редукторов, ранее не применяемых в приводах перегрузочной техники, появилась необходимость в разработке рекомендаций для их практического использования.

Решением задачи распределения общего передаточного отношения по ступеням подобного многоступенчатого редуктора как средства снижения его массы и габаритных размеров, а также значительного ограничения в потреблении материалов занимаются многие исследователи. Работы отличаются друг от друга глубиной анализа взаимосвязей различных параметров передачи, а также расчетным критерием в основе оценки нагрузочной способности передач редуктора [6]–[8]. При этом следует иметь в виду, что обеспечение нагрузочной способности редукторов с цементованными и закаленными зубьями потребовало увеличения модулей и диаметра валов для обеспечения их жесткости и прочности, что, в свою очередь, вызвало увеличение размеров подшипниковых узлов редуктора, вопрос долговечности которых по-прежнему требует внимания.

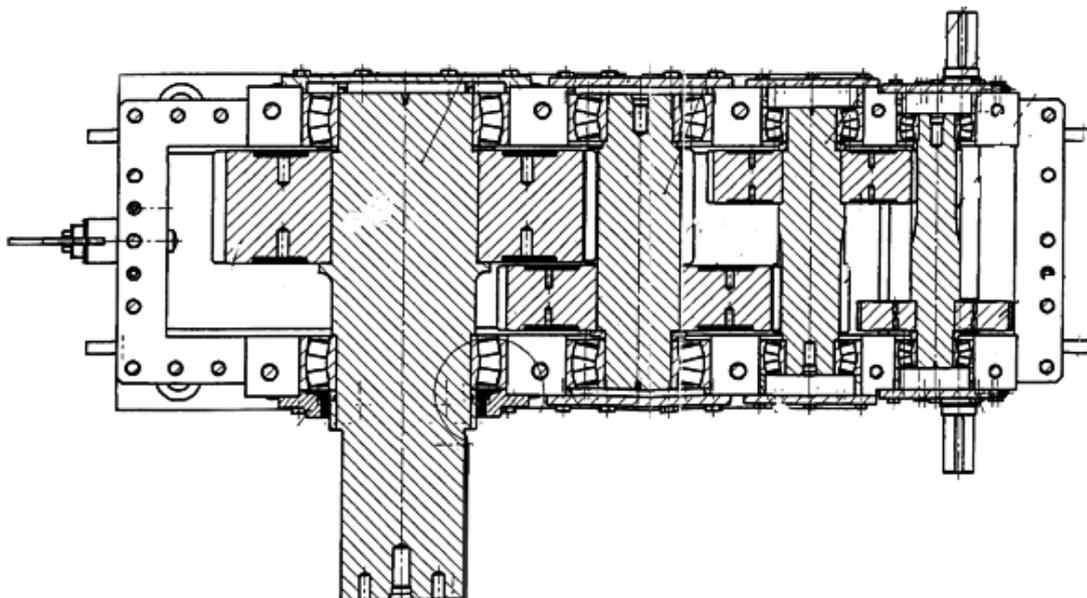


Рис. 2. Конструкции колес в редукторах с цементованными и закаленными зубьями (Словения)

Основными элементами, определяющими исходные размеры редуктора исследуемого типа, в работах приняты зубчатые зацепления. При этом в качестве критерия расчета в исследованиях используется либо контактная выносливость, исключающая преждевременный выход конструкции из строя ввиду усталостного выкрашивания зубьев [9]–[12], либо изгибная выносливость, исключающая преждевременный выход конструкции из строя ввиду усталостной поломки зубьев [9], [10], [13]. При этом необходимо отметить, что в ряде работ затрагивается вопрос оптимизации распределения передаточных отношений по ступеням совместно с исследованием проблемы проектирования редуктора в целом, включая расчет валов, опор и корпуса.

Целью предлагаемого исследования является не получение минимальной массы всего редуктора, а снижение до минимума собственной массы зубчатых колес. Такая постановка задачи обусловлена наличием предпосылки о том, что необходимые размеры корпуса можно уменьшить благодаря оптимизации его монтажного объема, определяемого в основном установочным объемом (массой) зубчатых колес.

Методы и материалы (Methods and Materials)

В работе [9] приводится общая зависимость для редуктора с k -ступенями по критерию минимизации суммарной массы зубчатых колес из условия обеспечения контактной выносливости:

$$G_{\Sigma H} = \frac{12,2T_T}{10^3 k_{PI}} \chi_{kst}, \quad (1)$$

где T_T — крутящий момент на тихоходном валу редуктора; k_{PI} — допускаемое значение комплексного коэффициента контактных напряжений, характеризующего степень загруженности тихоходной ступени.

Значение χ_{kst} определяется по формуле

$$\chi_{kst} = \chi_I + \frac{\chi_{II}}{u_I} \frac{k_{PI}}{k_{PII}} + \frac{\chi_{III}}{u_I u_{II}} \frac{k_{PI}}{k_{PIII}} + \dots + \frac{\chi_k}{u_I u_{II} \dots u_{k-1}} \frac{k_{PI}}{k_{PIk}}, \quad (2)$$

где I — первая тихоходная ступень; II, III, ..., k — вторая и последующие ступени; u_I, u_{II}, \dots, u_k — передаточные числа соответствующих ступеней.

Относительная масса зубчатых колес v -й ступени определена равенством:

$$\chi_v = \frac{(u_v + 1)(u_v^2 + 1)K_{sv}}{u_v^2}, \quad (3)$$

где K_{sv} — коэффициент заполнения, равный отношению объема зубчатого колеса к объему цилиндра.

Поскольку зубчатые колеса с твердыми зубьями являются сплошными цилиндрами (см. рис. 1), далее значение коэффициента заполнения считаем равным единице. Такая конструкция колес исключает необходимость исследования влияния их формы на результаты разбивки, что существенно упрощает расчеты. Для определения передаточного числа тихоходной ступени двухступенчатого редуктора в работе [9] предложен график функции $\chi_{2st}(u_1)$. Для трехступенчатых редукторов представлен алгоритм расчета передаточного числа ступеней: по разработанному для трехступенчатого редуктора графику (χ_{3st}, u_1) находят передаточное число тихоходной ступени u_1 ; передаточному числу u_{II} промежуточной ступени присваивают значение передаточного числа u_1 , которое берется из графика двухступенчатого редуктора (χ_{3st}, u_1) по передаточному отношению $i_{2st} = i_{3st}/u_1$, т. е. $u_{II} = u_1$; передаточное отношение быстроходной ступени определяют из отношения $u_{III} = i_{3st}/(u_1 u_{II})$. Для четырехступенчатых редукторов практического решения нет.

Для выбора оптимальных передаточных чисел двухступенчатого цилиндрического редуктора Е. С. Биргером в работе [10] равенство (1) путем несложных преобразований приведено к уравнению вида

$$u_{II}^3 + u_{II}^2 \frac{Ki_{2st} + i_{2st}}{2(Ki_{2st} + 1)} - \frac{Ki_{2st} + i_{2st}^3}{2(Ki_{2st} + 1)} = 0, \quad (4)$$

где $K = k_{PII}/k_{PI}$.

Следует отметить, что в отличие от данных работы [9] в уравнении (1) суммарная масса зубчатых колес выражена через крутящий момент на входном (ведущем) валу редуктора. Решением кубического уравнения (4) по формуле Кардана при условии $i_{2st} \geq 0$ предложена формула для определения передаточного числа u_{II} быстроходной ступени двухступенчатого цилиндрического редуктора:

$$u_{II} = \left[\frac{Ki_{2st} + i_{2st}^3}{2(Ki_{2st} + 1)} \right]^{1/3} - \frac{(K+1)i_{2st}}{6(Ki_{2st} + 1)}, \quad u_I = i_{2st}/u_{II}. \quad (5)$$

Решение выражений (5) дает значения, практически совпадающие с данными работы [9]. Так, для $i_{2st} = 32,5$ при значении $u_I = 4,3$, снятом с графика (χ_{2st}, u_I) [9], получим $u_{II} = 7,56$, а при расчете по формуле (5) — значение $u_{II} = 7,68$. При этом, согласно обоим методикам, передаточное число быстроходной ступени редуктора превышает «пороговый» уровень, что свидетельствует о наличии в его конструкции врезной шестерни. Последняя будет иметь место также при меньших равных значениях: $u_I = u_{II} = 32,5^{0,5} = 5,7$. Поэтому в редукторе с твердыми зубьями общее передаточное отношение 32,5 на практике реализуют не в двух-, а в трехступенчатой конструкции (см. табл. 1). Если работоспособность передачи определена из условия обеспечения изгибной выносливости зубчатого зацепления, то передаточное число быстроходной ступени редуктора предложено в работе [10] определять по формуле

$$u_{IF} = \left(\frac{i_{2st}^2}{2} \right)^{1/3} - \frac{1}{6}; \quad u_{IF} = i_{2st}/u_{II}. \quad (6)$$

Формулы (5) и (6), предназначенные для выбора параметров двухступенчатого редуктора, использованы также в работе [11], авторами которой рекомендовано использовать для трехступенчатого редуктора следующие параметры: $u_I = 2,85; u_{II} = 2,9; u_{III} = 3$ при $i_{3st} = 25; u_I = 2,95; u_{II} = 3,1; u_{III} = 3,4$ при $i_{3st} = 32,5; u_I = 3,1; u_{II} = 3,5; u_{III} = 4,6$ при $i_{3st} = 50$.

Данная рекомендация не определяет параметры для промежуточных значений передаточного отношения и не вносит ясность в вопрос разбивки передаточного отношения трехступенчатого редуктора. Выполненный авторами статьи анализ показал соответствие рекомендуемых значений величинам, найденным в результате использования алгоритма выбора передаточных чисел ступеней, предложенного в работе [9].

В работе [12] для трехступенчатых редукторов с передаточными отношениями 100–250 из условия получения минимальной массы зубчатых колес передаточные числа тихоходной I и быстроходной III ступеней рекомендовано определять по эмпирическим формулам:

$$u_I = 0,0547\sqrt{i_{3st}} + 3,72; \quad u_{III} = 0,22\sqrt{i_{3st}} + 2,3, \quad (7)$$

откуда видно, что уже при $i_{3st} = 100$ ($u_I = 4,267; u_{III} = 4,51; u_{II} = 5,2$) величина передаточного числа промежуточной ступени II превышает «пороговое» значение, что не исключает наличия в конструкции редуктора врезной шестерни. Кроме того, данная методика не распространяется на трехступенчатые редукторы с передаточными отношениями менее 100 (112), востребованными практикой эксплуатации.

Для двух- и трехступенчатых редукторов с передаточными отношениями 28–300 в работах [13], [14] рекомендованы номограммы, приведенные в работах [15], [16]. В работе [17] для редуктора с k -ступенями делением суммарного объема V зубчатых колес на постоянный параметр $T_1 \Psi_{bd} \frac{\pi}{4} B_z^3$, в котором Ψ_{bd} — коэффициент ширины относительно диаметра шестерни, получен объемный показатель:

$$V_{kst} = \underbrace{\left(\frac{1}{u_I} + \frac{u_I^2}{u_I} \right)}_{1\text{-я ступень}} + \underbrace{\left(\frac{1}{u_I u_{II}} + \frac{u_{II}^2}{u_I u_{II}} \right)}_{2\text{-я ступень}} + \dots + \underbrace{\left(\frac{1}{\prod_{v=1}^k u_v} + \frac{u_k^2}{\prod_{v=1}^k u_v} \right)}_{k\text{-я ступень}} = \sum_{v=1}^k \frac{1 + u_v^2}{\prod_{v=1}^k u_v}. \quad (8)$$

В равенстве (8) тихоходной ступени, как и ранее, присвоено обозначение I, а последующим, соответственно, II, III, ..., k. Передаточные числа этих ступеней обозначены u_I, u_{II}, \dots, u_k . Постоянная B_z определена из условия обеспечения изгибной выносливости зубчатого зацепления [9]. В работе [17] сделан вывод о том, что при достаточно большом количестве ступеней и общем передаточном отношении оптимальное значение передаточного числа тихоходной ступени является близким к 2,4.

Сравнивая решение равенства (8) из работы [17], записанное применительно к двухступенчатому редуктору в виде

$$V_{2st} = \underbrace{\frac{1+u_I^2}{u_I}}_{1\text{-я ступень}} + \underbrace{\left(\frac{1+(i_{2st}/u_I)^2}{i_{2st}} \right)}_{2\text{-я ступень}} = \min, \quad (9)$$

с решением (6) из работы [10], например, для $i_{2st} = 32,5$, находим по формуле (9) $u_{II} = 7,919$; $u_I = 4,104$, и по формуле (6) $u_{II} = 7,916$; $u_I = 4,105$, т.е. решения обеих школ дают практически одинаковые результаты.

Были также проанализированы результаты, полученные на базе разных критериев оценки несущей способности зубчатой передачи (рис. 3), где по оси ординат представлено отклонение $(u_{IH} - u_{IF})/u_{IH}$ передаточного числа тихоходной ступени u_{IH} , полученного по формуле (4) из условия обеспечения контактной выносливости от передаточного числа u_{IF} , полученного по формуле (6) из условия изгибной выносливости зубчатого зацепления применительно к двухступенчатому редуктору с диапазоном передаточного отношения $i_{2st} = 6,3 \dots 22,4$.

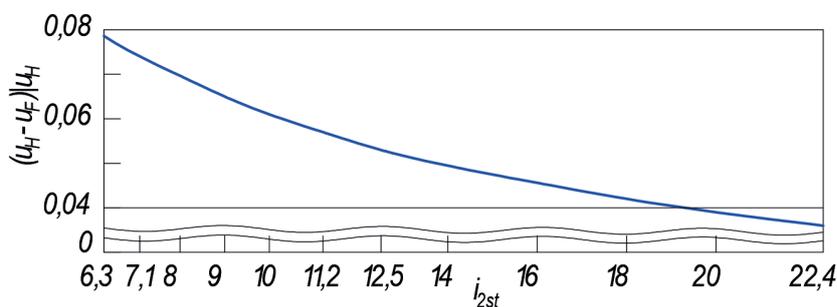


Рис. 3. Оценка влияния на передаточное число выбора критерия выносливости

График на рис. 3 показывает, что отклонение результатов расчета, полученных на базе отмеченных критериев оценки несущей способности зубчатой передачи, находится в пределах 3,5–7,8 %. Такая точность получения передаточных чисел ступеней соответствует требованиям прочностного расчета зубчатых зацеплений. Следует отметить, что при передаточном отношении свыше 22,4 передаточное число быстроходной ступени может превысить указанный ранее «пороговый» уровень $u_{gr} < 5$, который не исключает наличия в конструкции врезной шестерни и поэтому передаточные отношения редуктора начиная с 22,4 (в пределе с 25) реализуются не в двух-, а в трех- и четырехступенчатом редукторе.

Таким образом, во всех ранее указанных работах, независимо от критерия, определяющего степень загруженности передачи и положенного в основу решения задачи оптимизации редуктора, при распределении его передаточного отношения по ступеням реализуются неравенства:

$$u_1^* < u_{II}^* < \dots < u_k^*, \quad (10)$$

где u^* — передаточное число ступени, соответствующее минимальной суммарной массе зубчатых колес.

При этом передаточное число тихоходной ступени имеет меньшее значение, чем быстроходной ступени, а верхняя граница общего передаточного отношения редуктора в данных исследованиях завышена. Следует отметить, что в данном случае неизбежно возникают конструктивно-технологические сложности в разработке конструкции вала-шестерни и поэтому предлагаемые решения не могут быть рекомендованы для использования в редукторах с высокой твердостью зубьев. Последние исследования в данной области [18]–[20] не несут новой информации.

Результаты и обсуждение (Results and Discussions)

Если в многоступенчатом редукторе передаточные числа ступеней принять одинаковыми,

$$u_1 = u_{II} = \dots = u_k, \quad (11)$$

то на основании формулы

$$i_{kst} = \prod_{v=1}^k u_v = u_v^k \quad (12)$$

получим $u_1 = u_{II} = \dots = u_k = i_{kst}^{1/k}$.

Представим равенство (12) в виде

$$i_{kst} = a_1 i_{kst}^{1/k} \cdot a_2 i_{kst}^{1/k} \cdot \dots \cdot a_v i_{kst}^{1/k}, \quad (13)$$

где $u_1 = a_1 i_{kst}^{1/k}$, $u_{II} = a_2 i_{kst}^{1/k}$, ..., $u_v = a_v i_{kst}^{1/k}$.

Тривиальное решение уравнения (13) будет $a_1 \cdot a_2 \cdot \dots \cdot a_k = 1$, а для выполнения равенства (11) должно соблюдаться соотношение коэффициентов $a_1 = a_2 = \dots = a_k = 1$, при этом показатель суммарной массы зубчатых колес из формул (2) и (3) при $k_{PI} = k_{PII} = \dots = k_{PK}$ и $u_1 = u_{II} = \dots = u_k = u$ запишется в виде выражения

$$\chi_{kst}^* = \frac{(u+1)(u^2+1)}{u^2} \left(1 + \frac{1}{u} + \frac{1}{u^2} + \dots + \frac{1}{u^{k-1}} \right). \quad (14)$$

Распределение передаточного отношения редуктора с мягкими зубьями ($HВ < 350$) между ступенями находят путем минимизации $\chi_{kst} \rightarrow \min$ целевой функции (2). В итоге получим неравенства

$$u_1^* < u_{II}^* < \dots < u_k^* \text{ и } a_1 < a_2 < \dots < a_k, \quad (15)$$

соблюдение которых дает значительно меньшее значение показателя суммарной массы зубчатых колес, т.е. $\chi_{kst}^{\min} < \chi_{kst}^*$, особенно в области больших передаточных отношений (см., например, рис. 4: кривая $\chi_{3st}^{\min 1}$ при $u_1^* < u_{II}^* < u_{III}^*$; кривая χ_{3st}^* при $u_1 = u_{II} = u_{III}$; кривая χ_{3st}^a при $u_1 > u_{II} > u_{III}$). В основном это объясняется тем, что значительную часть показателя χ_{kst} составляет масса тихоходной ступени I, для передаточного числа которой в данном случае выполняется неравенство $u_1^* < u_1$.

Для специальных редукторов с твердыми зубьями практикой проектирования рекомендуется соблюдение нестрогих неравенств (табл. 2):

$$a_1 i_{kst}^{1/k} \geq a_2 i_{kst}^{1/k} \geq \dots \geq a_v i_{kst}^{1/k} \text{ или } u_1 \geq u_{II} \geq \dots \geq u_k, \quad a_1 \geq a_2 \geq \dots \geq a_k. \quad (16)$$

Для выбора в неравенствах (16) числовых значений коэффициентов a_v можно использовать результаты работы [5]. Как видно из табл. 2, при назначении передаточных чисел ступеней двух-, трех- и четырехступенчатых редукторов в указанном диапазоне их передаточного отношения выполняются неравенства (16), в которых передаточное число тихоходной ступени назначается большим, чем в быстроходной и последующих ступенях.

¹ Кривая построена при использовании числовых значений коэффициентов a_v из табл. 2.

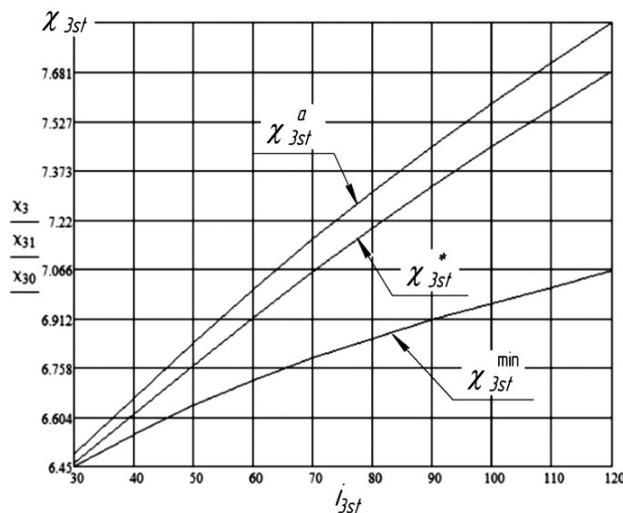


Рис. 4. Влияние на суммарную массу зубчатых колес трехступенчатого редуктора распределения передаточного отношения

Заметим, что в табл. 2 по сравнению с данными, приведенными в работе [5], скорректирован интервал передаточных отношений редукторов. Так, по данным работы [5], передаточное отношение 32,5 рекомендуется реализовать в двухступенчатом редукторе (см. табл. 1), тогда как данное передаточное отношение, на основании ранее изложенного, следует воспроизводить в трехступенчатом редукторе, что нашло отражение в табл. 2.

Таблица 2

Распределение передаточного отношения специальных цилиндрических редукторов с использованием численных значений коэффициентов a_i

Ступень редуктора	Число ступеней в редукторе		
	Две ступени (диапазон $i = 6,3 \dots 20$)	Три ступени (диапазон $i = 20 \dots 100$)	Четыре ступени (диапазон $i = 100 \dots 450$)
Ст. «Б»	$u_{II} = 0,95i^{0,5}$	$u_{III} = 0,95i^{1/3}$	$u_{IV} = 0,95i^{1/4}$
Ст. «Т»	$u_I = 1,05i^{0,5}$	Ст. «П» $u_{II} = i^{1/3}$	Ст. «П2» $u_{III} = 0,98i^{1/4}$
	—	Ст. «Т» $u_I = 1,05i^{1/3}$	Ст. «П1» $u_{II} = 1,02i^{1/4}$
	—	—	Ст. «Т» $u^I = 1,05i^{1/4}$

Рассмотрим вопросы проектирования двухступенчатого цилиндрического редуктора, результаты расчетов которого для различных целевых функций приведены на рис. 5. В зависимости от передаточного отношения i_{2st} , лежащего в заданном диапазоне редуктора (см. в табл. 1 высоко-твердое зацепление), по оси ординат отложено передаточное число u_T (u_I) тихоходной ступени, вычисленное с использованием различных методик. Использование кривых 1 и 4, построенных, соответственно, согласно формулам (2) и (6) по минимальной массе зубчатых колес редуктора, не исключает наличия в конструкции врезной шестерни, так как передаточное число быстроходной ступени при передаточном отношении свыше семнадцати превышает «пороговое» значение (см. кривую $u_b(u_{III})$). Кривыми 2 и 3 обозначены области увеличения массы зубчатых колес, соответственно, на 3 и 5 %, при использовании которых выполняется неравенство $u_T > u_b$ и реализуется «пороговый» уровень $u_{gr} < 5$. Данное неравенство и пороговый уровень выполняются во всем диапазоне передаточного отношения двухступенчатого редуктора, а также при использовании кривой 5, построенной по данным табл. 2.

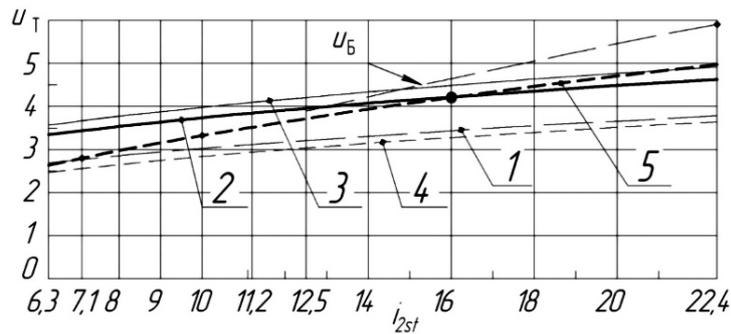


Рис. 5. График зависимостей передаточного числа тихоходной ступени от передаточного отношения двухступенчатого цилиндрического редуктора

На основе данных расчетов можно сделать следующий вывод: при проектировании двухступенчатого редуктора исследуемого типа рациональнее пользоваться участком кривой 5 при передаточном отношении $i_{2st} < 16$, а при $i_{2st} \geq 16$ — участком кривой 2. Не исключен также вариант разбивки на всем диапазоне передаточного отношения с помощью кривой 5 (штриховая основная линия), правда, при условии увеличения массы зубчатых колес свыше 5 % в районе передаточных чисел $i_{2st} \geq 20$. Данное распределение можно положить и в основу проектирования редукторов с улучшенными зубчатыми колесами с целью исключения из конструкции врезной вал-шестерни.

Далее рассмотрим трехступенчатый цилиндрический редуктор. В ранее опубликованных работах распределение общего передаточного отношения по ступеням редуктора решалось как задача минимизации целевой функции. Для выбора передаточных чисел из данного условия, ввиду сложности известного алгоритма [9], далее предлагаются аппроксимирующие зависимости, позволяющие определять передаточные числа ступеней трехступенчатого редуктора по простым степенным функциям:

- передаточное число тихоходной ступени, рассчитывается по формуле

$$u_T = 2,08i_{3st}^{0,1}; \quad (17)$$

- передаточное число промежуточной ступени, определяется по формуле

$$u_{II} = 1,25i_{3st}^{0,26}. \quad (18)$$

Передаточное число быстроходной ступени вычисляется по формуле $u_6 = i_{3st}/u_T u_{II}$. Предложенные степенные функции дают хорошее совпадение с решением, выполненным по системе уравнений (19), записанной на базе решения (2) применительно к трехступенчатому редуктору, где для краткости записи приняты обозначения: для $u_T = u_1$, для $u_{II} = u_2$:

$$\frac{d}{du_1} \left[\frac{(u_1+1)(u_1^2+1)}{u_1^2} + \frac{(u_2+1)(u_2^2+1)}{u_1 u_2^2} + \frac{\left(\frac{i_{3st}}{u_1 u_2} + 1\right) \left(\left(\frac{i_{3st}}{u_1 u_2}\right)^2 + 1 \right)}{u_1 u_2 \left(\frac{i_{3st}}{u_1 u_2}\right)^2} \right] = 0; \quad (19)$$

$$\frac{d}{du_2} \left[\frac{(u_1+1)(u_1^2+1)}{u_1^2} + \frac{(u_2+1)(u_2^2+1)}{u_1 u_2^2} + \frac{\left(\frac{i_{3st}}{u_1 u_2} + 1\right) \left(\left(\frac{i_{3st}}{u_1 u_2}\right)^2 + 1 \right)}{u_1 u_2 \left(\frac{i_{3st}}{u_1 u_2}\right)^2} \right] = 0.$$

В данном случае, как видно из табл. 3, начиная с $i_{3st} > 20$ реализуется неравенство вида $u_1^* < u_{II}^* < u_{III}^*$, а передаточное число $u_6(u_{III})$ тихоходной ступени при передаточном отношении свыше $i \geq 55$ превышает «пороговое» значение. Поэтому при проектировании редуктора с твердыми зубьями назначение передаточному числу в каждой ступени оптимального значения приводит к появлению в конструкции нетехнологичной и неконструктивной врезной вал-шестерни, не допускающей шлифования зубьев в качестве последней операции после термической обработки зубчатых колес. Данное распределение, в том числе формулы (17) и (18), могут быть использованы при проектировании редукторов с улучшенными зубчатыми колесами.

Таблица 3

Распределение передаточного отношения трехступенчатых цилиндрических редукторов по критерию минимальной массы зубчатых колес

i_{3st}	20	30	40	50	55	60	70	80	90	100	78,28
u_T	2,85	2,94	3,02	3,08	3,10	3,13	3,18	3,22	3,26	3,29	3,94 (3,21)
u_{II}	2,77	3,01	3,27	3,45	3,54	3,62	3,77	3,90	4,03	4,14	4,05 (3,88)
u_6	2,54	3,35	4,06	4,70	5,00	5,29	5,85	6,37	6,87	7,34	4,9 (6,28)
χ_{3st}^{min}	6,34	6,45	6,55	6,64	6,68	6,72	6,79	6,85	6,90	6,96	7,1 (6,84)

На рис. 6, в зависимости от передаточного отношения i_{3st} редуктора по оси ординат, отложены передаточные числа тихоходной (кривые 1 и 3) и промежуточной (кривые 2 и 4) ступеней, вычисленные по разным расчетным методикам. Использование кривых 1 (ступень «т») и 2 (ступень «п»), построенных, соответственно, по формулам (17) и (18) по минимальной массе зубчатых колес редуктора, как отмечалось ранее, не исключает наличия в конструкции врезной шестерни. Кривые 3 (ступень «т») и 4 (ступень «п») построены по данным табл. 2. При их использовании реализуется «пороговый» уровень $u_{gr} < 5$ с выполнением неравенства $u_T > u_{II} > u_6$. При этом редуктор с $i_{3st} > 60$ будет иметь увеличенную массу χ_{3st}^a зубчатых колес 5–10 %.

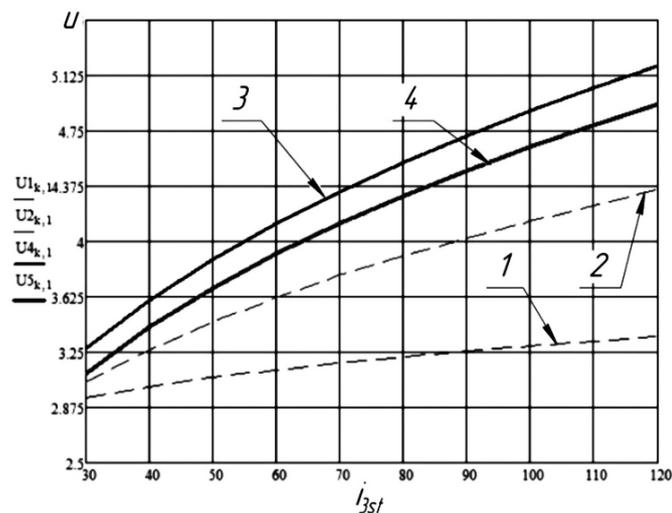


Рис. 6. График зависимостей передаточных чисел ступеней u от i_{3st} трехступенчатого редуктора

При проектировании четырехступенчатого цилиндрического редуктора в табл. 4 приведено распределение передаточного отношения по критерию минимальной массы зубчатых колес. Для редукторов с твердыми зубьями разбивку передаточного отношения можно выполнять по данным этой таблицы. При этом следует иметь в виду, что при передаточном отношении

$i > 250$ при выборе передаточного числа ступеней будем получать увеличение массы зубчатых колес на 5–10 %. Поэтому в случае необходимости полученные передаточные числа можно изменить в сторону уменьшения отклонения массы редуктора от минимального значения χ_4 , например так, как это сделано в редукторе общепромышленного назначения (см. рис. 2) производства Словении (см. в табл. 4 последний столбец $i_{4st} = 362,5$, где значение показателя минимальной массы зубчатых колес редуктора χ_{4st}^{\min} и соответствующие ей передаточные числа ступеней указаны в скобках).

Таблица 4

Распределение передаточного отношения четырехступенчатых цилиндрических редукторов по критерию минимальной массы зубчатых колес

i_{4st}	100	125	140	160	180	200	250	315	400	450	362,5
u_T	2,92	2,94	2,95	2,96	2,97	2,98	3,00	3,03	3,05	3,07	3,93 (3,04)
u_{III}	2,98	3,03	3,06	3,10	3,13	3,16	3,23	3,30	3,38	3,42	4,33 (3,35)
u_{II2}	3,14	3,32	3,41	3,52	3,63	3,73	3,94	4,18	4,45	4,59	4,82 (4,34)
χ_{4st}^{\min}	6,60	6,63	6,65	6,66	6,68	6,70	6,73	6,77	6,82	6,84	7,1 (6,8)

Данная таблица построена согласно следующей системе уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{d}{du_1} \left[\frac{(u_1+1)(u_1^2+1)}{u_1^2} + \frac{(u_2+1)(u_2^2+1)}{u_1 u_2^2} + \frac{(u_3+1)(u_3^2+1)}{u_1 u_2 u_3^2} + \frac{\left(\frac{i_{4st}}{u_1 u_2 u_3} + 1\right) \left(\left(\frac{i_{4st}}{u_1 u_2 u_3}\right)^2 + 1\right)}{u_1 u_2 u_3 \left(\frac{i_{3st}}{u_1 u_2 u_3}\right)^2} \right] &= 0; \\ \frac{d}{du_2} \left[\frac{(u_1+1)(u_1^2+1)}{u_1^2} + \frac{(u_2+1)(u_2^2+1)}{u_1 u_2^2} + \frac{(u_3+1)(u_3^2+1)}{u_1 u_2 u_3^2} + \frac{\left(\frac{i_{4st}}{u_1 u_2 u_3} + 1\right) \left(\left(\frac{i_{4st}}{u_1 u_2 u_3}\right)^2 + 1\right)}{u_1 u_2 u_3 \left(\frac{i_{3st}}{u_1 u_2 u_3}\right)^2} \right] &= 0; \quad (20) \\ \frac{d}{du_3} \left[\frac{(u_1+1)(u_1^2+1)}{u_1^2} + \frac{(u_2+1)(u_2^2+1)}{u_1 u_2^2} + \frac{(u_3+1)(u_3^2+1)}{u_1 u_2 u_3^2} + \frac{\left(\frac{i_{4st}}{u_1 u_2 u_3} + 1\right) \left(\left(\frac{i_{4st}}{u_1 u_2 u_3}\right)^2 + 1\right)}{u_1 u_2 u_3 \left(\frac{i_{3st}}{u_1 u_2 u_3}\right)^2} \right] &= 0, \end{aligned}$$

записанной на базе решения (2) применительно к четырехступенчатому редуктору. Здесь для краткости записи приняты следующие обозначения: для $u_T = u_1$, $u_{III} = u_2$, $u_{II2} = u_3$; передаточное число быстрой ступени представлено формулой $u_6 = i_{4st} / u_1 u_2 u_3$.

В общем случае нужно иметь в виду, что при проектировании специальных редукторов соблюдение (16) неизбежно влечет за собой увеличение суммарной массы зубчатых колес $\chi_{kst}^a \geq \chi_{kst}^* > \chi_{kst}^{\min}$ (см. рис. 4). Получить меньшие потери в массе редуктора можно корректировкой распределения передаточного отношения (например, увеличением передаточного числа тихоходной ступени).

Следует отметить особенности распределения передаточного отношения при разработке ряда редукторов. На основании изучения аналогов крупносерийных редукторов из нормализованного ряда (линейки) при их проектировании отмечается отступление от неравенств (16) и (15), в результате чего формируется распределение, в котором $u_v \neq u_v^*$, и, как правило, $u_1 > u_1^*$. Т. е. передаточное число тихоходной ступени редукторов, в конструкции которых отсутствует врезная вал-шестерня, для получения наименьшего отклонения от минимальной массы увеличивают относительно значения, при котором $\chi_{kst} = \chi_{kst}^{\min}$.

Рассмотрим в качестве примера индустриальный горизонтальный трехступенчатый редуктор типа НСЗ (Китай) с передаточным отношением 78,28. На стадии проектирования можно рассмотреть следующие варианты распределения передаточного отношения между ступенями.

1. Распределение передаточного отношения по минимальной массе зубчатых колес редуктора с использованием формул (17) и (18). Соответственно получим $u_I = 3,21$; $u_{II} = 3,88$; $u_{III} = 6,28$, $\chi_{st}^{min} = 6,84$ (см. значения в скобках (последний столбец табл. 3)). Как видно, в данном распределении передаточное число быстроходной ступени не отвечает «пороговому» уровню $u_{gr} < 5$, что приводит к появлению врезной вал-шестерни и поэтому непригодно для реализации.

2. Распределение передаточного отношения по формулам табл. 2 дает следующие значения: $u_I = 4,49$; $u_{II} = 4,28$; $u_{III} = 4,064$; $\chi_{st}^a = 7,28$. В данном распределении, при том же суммарном числе зубьев $z_\Sigma = 118$, шестерня будет иметь $z_1 = 23$ зуба. В результате диаметр впадин шестерни $d_{f1} = 66,426$ мм, что превышает диаметр вала под подшипником, равный 65 мм, и исключает врезной венец в конструкции вала-шестерни. В то же время следует иметь в виду, что при данном решении масса зубчатых колес редуктора по сравнению с пп. 1 возрастает на 6,48 %. При проектировании ряда (линейки) редукторов общепромышленного назначения, особенно крупносерийных, это приведет к значительному увеличению себестоимости редуктора. Добиться приемлемого удешевления изделия можно за счет уменьшения передаточного числа тихоходной ступени в данном распределении.

3. Распределение передаточного отношения по формуле (19) увеличением передаточного числа тихоходной ступени со значения 3,21 (см. пп. 1) до значения $u_I = 3,94$ с корректировкой передаточных чисел последующих ступеней: $u_{II} = 4,05$; $u_{III} = 4,9$ (см. последний столбец табл. 3). Как видно, уменьшение передаточного числа быстроходной ступени со значения 6,28 до значения 4,9 достигнуто в основном за счет увеличения передаточного числа тихоходной ступени. Тем не менее при диаметре концевой части быстроходного вала, равном 50 мм, в диапазоне передаточных отношений редуктора от 71 до 90, и диаметре вала под подшипником, равном 65 мм, такое решение не исключило появления врезной вал-шестерни, имеющей диаметр впадин 57,108 мм (см. рис. 1).

Можно предположить, что решение ориентировано на реальные производственные возможности завода-изготовителя с учетом следующих технологических соображений: конструкция врезного венца допускает шлифование профиля зубьев при $R_{инстр} \geq 75$ мм; возможно зубошвингование, если полностью спрофилированная при зубонарезании часть зуба превышает его рабочую часть на величину, определяемую расчетом. Поэтому данное распределение передаточного отношения нельзя признать рациональным, несмотря на то, что масса зубчатых колес редуктора по сравнению с вариантом, рассмотренным в пп. 1, возросла не на 6,48 %, а всего лишь на 2,4 %, т. е. на меньшую в 2,7 раза величину.

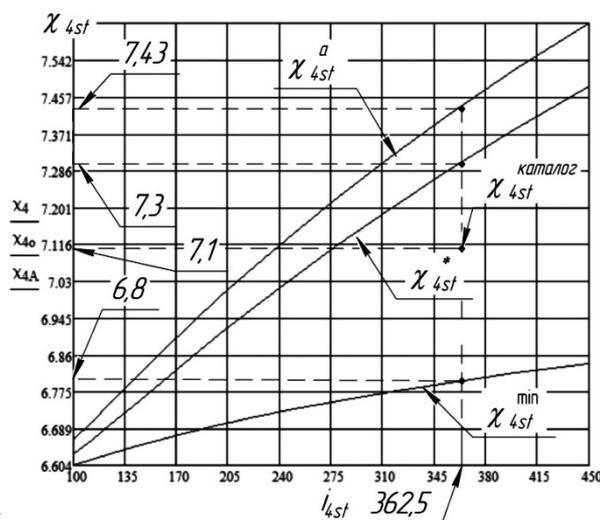


Рис. 7. Графики зависимости массы зубчатых колес от i_{4st} четырехступенчатого редуктора при различных вариантах его распределения

В качестве примера на рис. 7 приведены графики суммарной массы зубчатых колес промышленного горизонтального четырехступенчатого редуктора для следующих вариантов распределения передаточного отношения: кривая χ_{4st}^{\min} — $u_1^* < u_2^* < u_3^* < u_4^*$ [5]; кривая χ_{4st}^* — $u_1 = u_2 = u_3 = u_4$; кривая χ_{4st}^a — $u_1 > u_2 > u_3 > u_4$; $\chi_{4st}^{\text{каталог}}$ — значение массы зубчатых колес для редуктора с фактическим передаточным отношением 362,49 (Словения) и вариантом распределения передаточного отношения между ступенями согласно табл. 4. В этом проекте снижения массы с 7,43 до 7,1 удалось достигнуть за счет увеличения передаточного числа тихоходной ступени со значения 3,044 до значения 3,93, как и в проекте трехступенчатого редуктора (Китай), благодаря чему масса редуктора относительно оптимального значения $\chi_{4st}^{\min} = 6,8$ выросла лишь на 4,5 %.

Выводы (Summary)

На основе проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. В работе рассмотрен ряд критериев, положенных в основу оптимального распределения передаточного отношения по ступеням. Критерии построены с применением либо контактной выносливости, исключаящей преждевременный выход конструкции из строя ввиду усталостного выкрашивания зубьев, либо изгибной выносливости, исключаящей преждевременный выход из строя конструкции ввиду усталостной поломки зубьев зубчатых колес. Выполненный в статье сравнительный анализ целевых функций показал практическую приемлемость проектирования редукторов исследуемого вида на базе одного прочностного показателя.

2. Отклонение результатов расчета, полученных на базе отмеченных критериев оценки несущей способности зубчатой передачи, находится в пределах 3,5–7,8 %. Такая точность получения передаточных чисел ступеней соответствует требованиям прочностного расчета зубчатых зацеплений.

3. В работе развита методика ранних стадий проектирования рядовых многоступенчатых цилиндрических редукторов силовых приводов перегрузочной техники, построенных на основе зубчатых передач с высокотвердыми цилиндрическими эвольвентными передачами в направлении исключения из конструкции неконструктивной и нетехнологичной врезной вал-шестерни. Решение подобной задачи распределения передаточного отношения основано на реализации неравенства, в котором передаточное число быстроходной ступени назначается с учетом порогового уровня с обеспечением заданного отклонения передаточных чисел ступеней от оптимальных значений. Такой подход увеличивает диаметр впадин вал-шестерни и оправдывает выбор передаточных чисел ступеней редуктора.

4. Для выбора оптимальных значений передаточных чисел ступеней, для двух-, трех- и четырехступенчатых редукторов предложены простые в вычислительном плане решения, которые при проектировании редукторов с улучшенными зубчатыми колесами могут использоваться непосредственно, а для редуктора с твердыми зубьями — при корректировке разбивки с установленными ограничениями с целью получения наименьшего отклонения его массы от минимального значения.

5. Отмечены особенности распределения передаточного отношения при разработке ряда редукторов на основании изучения аналогов крупносерийных редукторов из нормализованного ряда (линейки) редукторов. При его разработке формируется распределение, в котором передаточное число тихоходной ступени редуктора для получения наименьшего отклонения от минимальной массы и отсутствия врезной вал-шестерни увеличивают относительно значения, при котором $\chi_{kst} = \chi_{kst}^{\min}$, с последующей корректировкой передаточных чисел других ступеней.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барышников С. О. Обзор методов представления структуры зубчатых механизмов / С. О. Барышников, А. Н. Иванов // Морской вестник. — 2011. — № 2 (38). — С. 108–110.
2. Бильдюк Н. А. Детали машин / Н. А. Бильдюк, С. И. Каратушин, А. Л. Филипенков и др; под общ. ред. В. Н. Ражикова. — СПб.: Политехника, 2015. — 695 с.

3. Dudley D. W. How increased hardness reduces the size of gear sets / D. W. Dudley // *Prod. Eng.*— Nov, 1964.
4. Stephan E. Moderne Erzeugnisse des Industrie getriebebaus der DDR / E. Stephan, K. Bachmann // *Maschinenbautechnik.*— 1986.— Vol. 35.— № 4.— Pp. 154–156.
5. Алексеева Н. А. Основы расчета и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов / Н. А. Алексеева, Л. А. Бонч-Осмоловский, В. В. Волгин и др.; под ред. В. Н. Кестельмана, Г. И. Рощина.— М.: Машиностроение, 1989.— 456 с.
6. Кошелев П. М. Влияние разбивки передаточного числа на некоторые показатели работы редукторов: автореф. дис... канд. техн. наук / П. М. Кошелев.— Томск, 1966.— 23 с.
7. Лившиц Э. Г. Оптимизация параметров редукторов при автоматизированном проектировании / Э. Г. Лившиц, В. Т. Придухо.— Минск: Ин-т технической кибернетики, 1977.— 61 с.
8. 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.
9. Кудрявцев В. Н. Несущая способность зацепления и рекомендации к выбору типов передач / В. Н. Кудрявцев // *Повышение несущей способности механического привода.*— Л.: Машиностроение, 1973.— С. 13–65.
10. Биргер Е. С. Подбор оптимальных передаточных чисел двухступенчатого цилиндрического редуктора / Е. С. Биргер // В кн.: Г. Б. Иосилевич. Детали машин.— М.: Машиностроение, 1988.— С. 356–358.
11. Остяков Ю. А. Проектирование деталей и узлов конкурентоспособных машин / Ю. А. Остяков, И. В. Шевченко.— СПб.: Изд-во «Лань», 2013.— 336 с.
12. Ocheduszko K. Kola zebate / K. Ocheduszko.— Warszawa, 1974.— 831 p.
13. Müller L. Przekladme zebate / L. Müller.— Warszawa, 1970.— 251 p.
14. Hughes T. Power transmission and bearing handbook / T. Hughes.— Industrial Publishing Co., 1974.— 751 p.
15. Бушмарин Л. Б. Механические передачи вертолетов / Л. Б. Бушмарин П. П. Дементьев, Г. И. Иоффе и др.; под ред. В. Н. Кестельмана.— М.: Машиностроение, 1983.— 120 с.
16. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов; Под ред. В. А. Финогенова.— М.: Высш. шк., 1998.— 383 с.
17. Moeser H. Übersetzungsaufteilung bei mehrstufigen Getrieben / H. Moeser // *Maschinenbautechnik.*— 1982.— Vol. 31.— Is. 4.— Pp. 171–173.
18. Шевченко С. В. Варианты разбивки передаточного числа редуктора Ц2С по ступеням / С. В. Шевченко, А. А. Муховатый // *Техническая эксплуатация водного транспорта: проблемы и пути развития.*— 2019.— № 1–2.— С. 94–97. DOI: 10.24411/9999-038A-2019-00047.
19. Плотников С. М. Оптимизация передаточного отношения редуктора по ценовому критерию / С. М. Плотников, С. П. Плотникова // *Journal of Advanced Research in Technical Science.*— 2020.— № 20.— С. 66–69. DOI: 10.26160/2474-5901-2020-20-66-69.
20. Семенюк В. Ф. Оптимизация разбивки передаточного отношения механизма подъема мостовых кранов между ступенями зубчатых передач редуктора / В. Ф. Семенюк, А. Н. Вудвуд, А. Б. Кнюх // *Підійомно-транспортна техніка.*— 2016.— № 3 (51).— С. 104–110.

REFERENCES

1. Baryshnikov, S. O., and A. N. Ivanov. “Obzor metodov predstavleniya struktury zubchatykh mekhanizmov.” *Morskoi vestnik* 2(38) (2011): 108–110.
2. Bil'dyuk, N. A., et al. *Detali mashin*. Edited by V. N. Razhikov. SPb.: Politekhnik, 2015.
3. Dudley, D. W. “How increased hardness reduces the size of gear sets.” *Prod. Eng.* Nov, 1964.
4. Stephan, E., and K. Bachmann. “Moderne Erzeugnisse des Industrie getriebebaus der DDR.” *Maschinenbautechnik* 35.4 (1986): 154–156.
5. Alekseeva, N. A., L. A. Bonch-Osmolovskii, and V. V. Volgin. *Osnovy rascheta i konstruirovaniya detalei i mekhanizmov letatel'nykh apparatov*. Edited by V. N. Kestel'man, G. I. Roshchin. M.: Mashinostroenie, 1989.
6. Koshelev, P. M. Vliyanie razbivki peredatochnogo chisla na nekotorye pokazateli raboty reduktorov. Abstract of PhD diss. Tomsk, 1966.
7. Livshits, E. G., and V. T. Pridukho. *Optimizatsiya parametrov reduktorov pri avtomatizirovannom proektirovanii*. Minsk: In-t tekhnicheskoi kibernetiki, 1977.

8. Meretukov, Murat Aydamirovich. "On distribution of the gear ratio of cylindrical gearboxes between the stages." *Vestnik Adygeiskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya 4: Estestvenno-matematicheskie i tekhnicheskie nauki* 2(221) (2018): 160–163.

9. Kudryavtsev, V. N. "Nesushchaya sposobnost' zatsepleniya i rekomendatsii k vyboru tipov peredach." *Povyshenie nesushchei sposobnosti mekhanicheskogo privoda*. L.: Mashinostroenie, 1973. 13–65.

10. Birger, E. S. "Podbor optimal'nykh peredatochnykh chisel dvukhstupenchatogo tsilindricheskogo reduktora." *Detali mashin*. M.: Mashinostroenie, 1988. 356–358.

11. Ostyakov, Yu. A., and I. V. Shevchenko. *Proektirovanie detalei i uzlov konkurentosposobnykh mashin*. SPb.: Izdatel'stvo «Lan'», 2013.

12. Ocheduszko, K. *Kola zebate*. Warszawa, 1974.

13. Müller, L. *Przekladme zebate*. Warszawa, 1970.

14. Hughes, Tom. *Power transmission and bearing handbook*. Industrial Publishing Co., 1974.

15. Bushmarin, L. B., et al. *Mekhanicheskie peredachi vertoletov*. Edited by V.N. Kestel'man. M.: Mashinostroenie, 1983.

16. Ivanov, M. N. *Detali mashin*. Edited by V. A. Finogenov. M.: Vyssh. shk., 1998.

17. Moeser, H. "Übersetzungsaufteilung bei mehrstufigen Getrieben." *Maschinenbautechnik* 31.4 (1982): 171–173.

18. Shevchenko, S. V., and A. A. Mukhovatyi. "Varianty razbivki peredatochnogo chisla reduktora Ts2S po stupenyam." *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya vodnogo transporta: problemy i puti razvitiya* 1–2 (2019): 94–97. DOI: 10.24411/9999-038A-2019-00047.

19. Plotnikov, S. M., and S. P. Plotnikova. "Gear transmission ratio optimization by price criterion." *Journal of Advanced Research in Technical Science* 20 (2020): 66–69. DOI: 10.26160/2474-5901-2020-20-66-69.

20. Semenyuk, V. F., A. N. Vudvud, and A. B. Knyukh. "Optimizatsiya razbivki peredatochnogo otnosheniya mekhanizma pod'ema mostovykh kranov mezhdru stupenyami zubchatykh peredach reduktora." *Pidiomno-transportna tekhnika* 3(51) (2016): 104–110.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Барышников Сергей Олегович —
 доктор технических наук, профессор
 ФБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
 С. О. Макарова»
 198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
 ул. Двинская, 5/7
 e-mail: BarychnikovSO@gumrf.ru

Афанасьев Андрей Константинович —
 кандидат технических наук, доцент
 ФБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
 С. О. Макарова»
 198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
 ул. Двинская, 5/7
 e-mail: af-an-ko@yandex.ru, fkt_pt@gumrf.ru

Иванов Анатолий Николаевич —
 кандидат технических наук, доцент
 ФБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
 С. О. Макарова»
 198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
 ул. Двинская, 5/7
 e-mail: ivanov@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Baryshnikov, Sergey O. —
 Dr. of Technical Sciences, professor
 Admiral Makarov State University of Maritime
 and Inland Shipping
 5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
 Russian Federation
 e-mail: BarychnikovSO@gumrf.ru

Afanasyev, Andrey K. —
 PhD, associate professor
 Admiral Makarov State University of Maritime
 and Inland Shipping
 5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
 Russian Federation
 e-mail: af-an-ko@yandex.ru, fkt_pt@gumrf.ru

Ivanov, Anatoly N. —
 PhD, associate professor
 Admiral Makarov State University of Maritime
 and Inland Shipping
 5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
 Russian Federation
 e-mail: ivanov@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 24 сентября 2021 г.
 Received: September 24, 2021.