

СУДОСТРОЕНИЕ И СУДОРЕМОНТ

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1051-1067

SEVERAL PROBLEMATIC ISSUES IN ASSESSING THE CARRYING CAPACITY OF PLANETARY GEARBOXES OF CRANE MECHANISMS

S. O. Baryshnikov, A. N. Ivanov, E. N. Andrianov

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

This paper is devoted to the design problems and issues of estimating the bearing capacity of planetary reduction gear units, based on the study of basic circuit-design solutions of European manufacturers using high-hard external gearing and involute internal gearing that implements the convex-concave contact, and the experimental data, which are reflected in the regulatory documents of the basic standards of the Russian Federation. Due to the variety of factors limiting the weight and dimensions of the gearbox, there is the question of the possibility of solving this problem for this type of construction under subordinating with a certain degree of probability to single strength factor, which would significantly simplify the design of the main bearing units and comparative evaluation of gearboxes performed at using the various design solutions. Taking into account the operating practice, the main units that determine the initial dimensions of the gearbox of the studied type are the gearing and rolling bearings of satellites.

The proposed method provides a differentiated evaluation of the various factors that compares the contact endurance precluding premature structure failure due to fatigue chipping of teeth of the external and internal gearing with flexural endurance eliminating premature structure failure due to fatigue failure of the teeth of the sun wheels and satellites, and ensuring the durability of the satellites bearings by the method of equivalent cycles. To conduct a comparative assessment taking into account the loading mode, in combination with a given resource based on the model laws of load distribution, which have found application in domestic crane construction, the method of nodal points is proposed. Based on the conducted research, it has been shown that in the entire rational range of changes in the design parameter, both at a constant and variable load of the assigned mode and resource, the equal strength of gearing of the gearbox gears is determined by the contact endurance of the external gearing. It is assumed that the endurance curve has two inclined sections with parameters defined by the normative documents.

Graphs and formula that allows you to assign a steel grade and type of thermal or chemical-thermal treatment of a wheel with internal teeth with an assessment of the impact of the resource and operating mode of the crane mechanism are proposed. The solution of the condition for the bending strength of the teeth is presented by the formula and table, which determine the maximum number of gear teeth, taking into account the displacement coefficient, resource and operating mode. It has been shown that from the point of view of resource indicators the bearing unit of the satellite is the most vulnerable element only in a narrow range (from two to three) of the numerical values of the design parameter of the gear stage. The performed comparative analysis of the stress state of the main units and the obtained numerical results has showed the practical acceptability of using a planetary gearbox of the studied type of fatigue contact endurance of a high-hardness external gearing as a form-forming factor.

An indicator for the comparative assessment of gearboxes made according to the various circuit-design solutions, which depends only on the values of the internal gear ratio of the gearbox stages and torque and allows you to reduce the number of options permitted for detailed study at the stage of new design, is proposed.

Keywords: lifting mechanism, derricking mechanism, swing mechanism, loads distribution law, resource, single-row planetary mechanisms, strength of gearing, bearing unit of the satellite, fatigue curves.

For citation:

Baryshnikov, Sergey O., Anatoly N. Ivanov, and Evgenii N. Andrianov. "Several problematic issues in assessing the carrying capacity of planetary gearboxes of crane mechanisms." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.6 (2020): 1051–1067. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1051-1067.

НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ В ОЦЕНКЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

С. О. Барышников, А. Н. Иванов, Е. Н. Андрианов

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

Статья посвящена проблемам проектирования и вопросам оценки несущей способности узлов планетарных редукторов на основе изучения основных схемно-конструктивных решений европейских производителей, использующих высокотвердое внешнее зацепление и эвольвентное внутреннее зацепление, реализующее выпукло-вогнутый контакт, а также экспериментальные данные, нашедшие отражение в нормативных документах базовых стандартов РФ. В связи с многообразием факторов, лимитирующих массогабаритные показатели редуктора, в работе ставится вопрос о возможности решения данной задачи для подобного вида конструкции при подчинении ее с определенной долей вероятности одному прочностному фактору, что позволит значительно упростить проектирование основных несущих узлов и проведение сравнительной оценки редукторов, выполненных при использовании различных конструктивных решений. Учитывая практику эксплуатации, основными узлами, которые определяют исходные размеры редуктора исследуемого типа, являются зубчатые зацепления и подшипники качения сателлитов.

Предложенная методика дает дифференцированную оценку различных факторов, в которой сравнивается контактная выносливость, исключающая преждевременный выход конструкции из строя по причине усталостного выкрашивания зубьев внешнего и внутреннего зацеплений с изгибной выносливостью, исключающей преждевременный выход из строя конструкции, ввиду усталостной поломки зубьев зубчатых центральных колес и сателлитов, и обеспечивающей долговечность подшипников сателлитов по методу эквивалентных циклов. Для проведения сравнительной оценки с учетом режима нагружения, в сочетании с заданным ресурсом на базе типовых законов распределения нагрузок, нашедших применение в отечественном краностроении, предложен метод узловых точек. На основании проведенных исследований показано, что во всем рациональном интервале изменения конструктивного параметра как при постоянной, так и при переменной нагрузке назначенного режима и ресурса, равнопрочность зацеплений передач редуктора определяется контактной выносливостью внешнего зацепления. Принималось, что кривая выносливости имеет два наклонных участка с параметрами, определяемыми нормативными документами.

Приведены графики и формула, позволяющая назначать марку стали и вид термической или химико-термической обработки колеса с внутренними зубьями с оценкой влияния ресурса и режима работы кранового механизма. Решение условия равнопрочности зубьев по изгибу представлено формулой и таблицей, определяющими максимальное число зубьев шестерни с учетом коэффициента смещения, ресурса и режима работы. Показано, что с точки зрения ресурсных показателей подшипниковый узел сателлита является наиболее уязвимым элементом лишь в узком интервале (от двух до трех) численных значений конструктивного параметра ступени редуктора. Выполненный сравнительный анализ напряженного состояния основных узлов и полученные численные результаты показали практическую приемлемость использования в качестве формообразующего фактора планетарного редуктора исследуемого типа усталостной контактной выносливости высокотвердого внешнего зацепления.

Предложен показатель для сравнительной оценки редукторов, выполненных в соответствии с различными схемно-конструктивными решениями, который зависит только от значений внутреннего передаточного отношения ступеней редуктора и крутящего момента и позволяет уменьшить число вариантов, допускаемых к детальной проработке на стадии нового проектирования.

Ключевые слова: механизм подъема, механизм изменения вылета, механизм поворота, закон распределения нагрузок, ресурс, однорядные планетарные механизмы, прочность зацеплений, подшипниковый узел сателлита, кривые выносливости.

Для цитирования:

Барышников С. О. Некоторые проблемные вопросы в оценке несущей способности планетарных редукторов крановых механизмов / С. О. Барышников, А. Н. Иванов, Е. Н. Андрианов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 1051–1067. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1051-1067.

Введение (Introduction)

Рассматриваются планетарные редукторы, обеспечивающие снижение технологической себестоимости механизма и крана в целом, в централизованном производстве которых существует большая экономически целесообразная необходимость. Из всего многообразия планетарных механизмов [1] в подобных редукторах крановых и судовых приводов используются преимущественно планетарные одnorядные механизмы $2k-h$ типа A (рис. 1) как наиболее выгодные с точки зрения простоты конструктивно-технологического исполнения. Далее этот механизм, являющийся составной частью редуктора, для краткости условимся называть *передаточной A*. Присущий этой передаче принцип многопоточности, высокая технологичность, использование высокотвердого внешнего зацепления и эвольвентного внутреннего зацепления, реализующего выпукло-вогнутый контакт, позволяют получать редукторы любой мощности и быстроходности и тем самым обеспечить в связи с интенсивным ростом грузоподъемности и скорости судов увеличение мощности энергетических установок и объем перевалки грузов через морские и речные торговые порты России.

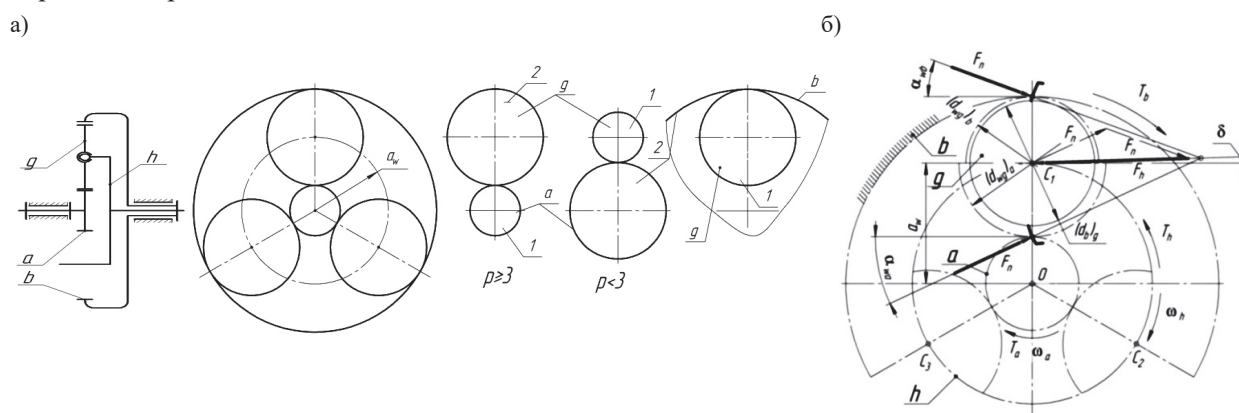


Рис. 1. Планетарный одnorядный механизм $2k-h$ типа A :

a — передача A : 1 — шестерня; 2 — колесо;

a, b — центральные колеса; g — сателлит; h — водило;

b — нагрузки на подшипник сателлита при различных углах зацепления ($\alpha_{wa} > \alpha_{wb}$)

К подобным изделиям у отечественных краностроителей наблюдается повышенный интерес, как к реализующим при компоновке и использовании крановых механизмов в условиях стесненных габаритов на площадках крана объем монтажного пространства, соответствующий нормам безопасной эксплуатации. Поскольку внешнее зацепление прямозубое, цементованное, закаленное и шлифованное, это приводит к увеличению себестоимости изделия [2], однако такое исполнение дает возможность передавать любые окружные скорости, вращающие моменты и мощности. Несмотря на имеющиеся предложения, использование планетарных передач типа $3k$ [3] в рассматриваемой области применения не находит.

Предлагаемое исследование направлено на совершенствование методики проектирования механического привода с целью принятия правильного решения на ранних стадиях проекта. На основе изучения основных схемно-конструктивных решений планетарных редукторов европейских производителей, а также новых и имеющихся экспериментальных данных, обоснован критерий, который на стадии проектирования основных узлов планетарных редукторов судовых и крановых механизмов обеспечивает получение оперативных результатов без детальной проработки их конструкции, а также снижает объем расчетных работ при определении диаметральных габаритов передач редукторов и сравнительной оценке различных конструкций.

Решение данных задач и выбор варианта на стадии эскизной разработки редуктора возможен при наличии критериев сравнения. Лучший вариант должен отвечать определенной цели, которую конструктор ставит перед собой и которой соответствует конкретный критерий сравнения. К возможным критериям сравнения относятся: критерий минимизации суммарной массы зубчатых

колес [4]–[6], критерий минимизации суммарного объема [7], [8]; минимальная сумма приведенных годовых затрат; критерий эффективности «вероятный эффект – затраты» [10]; критерий, определяющий заданное соотношение габаритных размеров [11], [12]. Во всех случаях обращает на себя внимание многообразие критериев, предназначенных для оценки степени работоспособности редуктора.

В большинстве указанных методик в основу формирования прочностного критерия для разбивки передаточного отношения планетарного редуктора положена контактная выносливость зацепления, исключающая преждевременный выход конструкции из строя ввиду усталостного выкрашивания [13], [14]. При этом в работах [5], [11], [13] принято, что в ступени с параметром $p \geq 3$ размеры определяются прочностью внешнего зацепления a – g , а в ступени с параметром $p < 3$ — прочностью внутреннего зацепления b – g . В работах [7], [14] во всех случаях принято размеры определять прочностью внешнего зацепления, исходя из предположения о том, что внутреннее зацепление недогружено. В работах [10], [15] и ряде других в основу формирования критерия разбивки положена изгибная выносливость, исключающая преждевременный выход из строя конструкции по причине усталостной поломки зуба. В работе [16] лимитирующим фактором в определенных случаях выступает долговечность подшипников сателлитов. В работе [11], которую использует также автор работы [17], предлагается расчетные зависимости для разбивки общего передаточного отношения в случае необходимости составлять не только исходя из условия равнопрочности ступеней по изгибу, контакту, но и условия равной стойкости зубчатых колес к заеданию.

В связи с многообразием факторов, лимитирующих массогабаритные показатели редуктора, в статье ставится вопрос о том, существует ли возможность решения данной задачи для конкретного вида конструкции с определенной долей вероятности, подчинив ее одному прочностному фактору, так как это позволило бы значительно упростить, особенно на начальной стадии, новое проектирование основных несущих узлов и сравнительную оценку редукторов, выполненных на основе различных конструктивных решений.

Существует мнение о том, что в условиях насыщенности российского рынка разнообразной техникой привода зарубежных стран необходимости в новом проектировании нет. С одной стороны, такое мнение можно объяснить отсутствием представления об эффективности новых решений в приводах перегрузочной техники [18], с другой — незнанием о запрете использования импортных изделий в определенных областях техники, после чего отечественная теория проектирования также оказалась востребованной.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Как показывает практика эксплуатации, основными узлами, определяющими исходные размеры редуктора, построенного на передачах A , являются зубчатые зацепления и подшипники качения сателлитов, работоспособность которых, в свою очередь, зависит от многих лимитирующих факторов. Рассмотрим методику выявления в передаче основного формообразующего элемента и критерия расчета путем проведения сравнительного анализа несущей способности данных узлов при различных расчетных критериях.

Вначале рассмотрим условия прочности зацеплений передачи A . Поскольку расчеты внешнего a – g и внутреннего b – g зацепления выполняют по формулам цилиндрической передачи, состоящей из шестерни 1 и колеса 2. Зубчатым колесам помимо буквенных обозначений для каждого зацепления раздельно присваивают числовые индексы: 1 — меньшему, 2 — большему зубчатым колесам (см. рис. 1). Выяснение лимитирующего критерия будем выполнять методом сравнения допускаемых окружных нагрузок из условия равнопрочности зацеплений с несмещенными зубчатыми колесами. В этом случае угол зацепления в обеих передачах одинаков и равен углу профиля исходного контура: $\alpha_{twa} = \alpha_{twb} = \alpha = 20^\circ$ (см. рис. 1, б), начальные диаметры численно равны делительным диаметрам: $d_w = d$, равнодействующая нормальная сила и ее составляющие отнесены к делительной окружности. Контакт зубьев наблюдается в полюсе зацепления, силы трения, из-за их малости, не учитываются, ввиду чего силы взаимодействия и их равнодействующая нормальная сила $F_n = F_t / \cos \alpha$ направлены по линии зацепления, где F_t — окружная сила.

Воспользуемся условием контактной выносливости зубчатой передачи:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{F_n / l_\Sigma \rho_{np}} \leq \sigma_{HP}, \quad (1)$$

где Z_E — коэффициент, учитывающий упругие свойства материала зубчатых колес, который при $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ и $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ (примем $Z_E = 191,6$ МПа); l_Σ — длина контактной линии, которая зависит от коэффициента ε_α торцового перекрытия [19] и для прямозубых передач определяется эмпирической формулой $l_\Sigma = 3b_w / (4 - \varepsilon_\alpha) = b_w / Z_\varepsilon^2$; $\rho_{np} = u d_1 \sin \alpha / 2(u \pm 1)$ — приведенный радиус кривизны в полюсе прямозубого зацепления.

Допускаемую окружную нагрузку, передаваемую зацеплением, представим равенством

$$F_{HP} = \frac{b_w u d_1^2 \sigma_{HP}^2}{(u \pm 1) Z_E^2 Z_\varepsilon^2 Z_H^2 K_H}, \quad (2)$$

где знак «+» — для внешнего зацепления, знак «-» — для внутреннего зацепления; u — передаточное число; d_1 — делительный диаметр шестерни; σ_{HP} — допускаемые напряжения в расчете на контактную выносливость; коэффициент $Z_H = \sqrt{2 / (\sin \alpha \cdot \cos \alpha)}$; K_H — комплексный коэффициент расчетной нагрузки, учитывающий внутренние конструктивные особенности планетарной передачи.

Воспользуемся условием изгибной выносливости зубьев зубчатой передачи:

$$\sigma_F = (F_t K_F / b_w m) Y_{FS} Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}, \quad (3)$$

где Y_{FS} — коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений; Y_ε — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев и вводимый в расчет для передач, не грубее седьмой степени точности (при предварительных расчетах назначают единицей).

Допускаемую окружную нагрузку, передаваемую зацеплением, представим в этом случае равенством

$$F_{FP} = m b_w \sigma_{FP} / K_{F\Sigma} Y_{FS}. \quad (4)$$

Согласно ГОСТу 21354–87 и Руководству Р.007–2004, при определении допускаемых напряжений σ_{FP} в расчете на выносливость при изгибе используют кривую выносливости с одним наклонным участком с базовым числом циклов напряжений $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$. Для зубьев сателлита учитывают, что в зацеплении с центральными колесами работают разные стороны зубьев, поэтому и при реверсивной нагрузке они подвергаются действию реверсивной симметричной нагрузки. Предложение о двух наклонных участках кривой выносливости с показателем степени $q_F = 40$ на втором участке [5] не используется как не нашедшее применения в указанных нормативных документах.

Воспользуемся условием долговечности подшипников качения, работоспособность которых определяется формулой

$$P = C / L_E^{1/p}, \quad (5)$$

где $P = K_6 F_r$ — динамическая эквивалентная радиальная нагрузка; L_E — эквивалентная долговечность, при расчете которой показатель степени принимают $p = 3,33$ для шарикоподшипников и для роликоподшипников; C — базовая динамическая грузоподъемность.

В соответствии с работой [6] принято $C = K_D D^2$. Тогда запишем

$$\vartheta_n = \left[D / (d_w)_g \right]^2. \quad (6)$$

Здесь D — посадочный диаметр наружного кольца при размещении подшипника в расточке сателлита.

С учетом ранее изложенного радиальную нагрузку F_{LP} определим в виде равенства

$$F_{LP} = \frac{K_D \vartheta_n d_{wg}^2 k_n K_{кач}}{L_E^{0,3} K_6}, \quad (7)$$

где k_n — количество подшипников в опоре сателлита; K_6 и $K_{кач}$ — известные в литературе коэффициенты [5].

По сути, все величины, входящие в формулы (1)–(7), являются случайными. Законы распределения эксплуатационных нагрузок крановых механизмов приведены в работе [9]. При выполнении расчетов их значения принимаются на основе экспериментальных данных, нашедших отражение в нормативных документах базовых стандартов РФ.

Результаты и обсуждение (Results and Discussions)

Необходимо выяснить, в каких случаях при высокотвердых зубчатых колесах внешнего зацепления фактором, определяющим габаритные размеры конструкции, является внешнее зацепление $a-g$, а когда внутреннее $b-g$. Для этого рассмотрим отношение $F_{Hba} = (F_{HP})_b / (F_{HP})_a$ нагрузки, допустимой контактной выносливостью σ_{HPb} внутреннего зацепления, к нагрузке, допустимой контактной выносливостью σ_{HPa} внешнего зацепления. Подставляя в данное отношение равенство (4) в обозначениях, принятых для внутреннего и внешнего зацеплений, получим условие равнопрочности зацеплений:

$$F_{Hba} = \frac{u_b(u_a + 1)d_{1b}}{u_a(u_b - 1)d_{1a}} \frac{(4 - \varepsilon_{\alpha a})}{(4 - \varepsilon_{\alpha b})} \frac{K_{Ha}}{K_{Hb}} \frac{\sigma_{HPb}^2}{\sigma_{HPa}^2}. \quad (8)$$

В данном равенстве величины, относящиеся к зацеплениям $a-g$ и $b-g$, отмечены, соответственно, индексами a и b , так же, как и величины, относящиеся к отдельно взятому зубчатому колесу. Поэтому там, где подобное обозначение может вызвать неоднозначную трактовку, будут даны соответствующие пояснения. С учетом зависимостей табл. 1, где $d_1 = mz_1$ — первый сомножитель в равенстве (8), принимающий во всем интервале конструктивного параметра одинаковое выражение: $u_b(u_a + 1)d_{1b} / u_a(u_b - 1)d_{1a} = p$.

Таблица 1

Зависимости для определения параметров передачи A

Зацепление $a-g$		Зацепление $b-g$
$p \geq 3$	$p < 3$	
$z_1 = z_a; z_2 = z_g; u = u_a = 0,5(p - 1)$ $T_1 = T_a \Omega / n_w; T_2 = T_1 u;$ $d_1 = (d)_a; (d)_g = u_a (d)_a,$ $\Psi_{bd} = p(\Psi_{bd})_b \leq 0,75$	$z_1 = z_g; z_2 = z_a; u = u_a = 2/(p - 1)$ $T_1 = T_a \Omega / u_a n_w; T_2 = T_1 u;$ $d_1 = (d)_g; (d)_a = u_a (d)_g,$ $\Psi_{bd} = (2p/(p - 1))(\Psi_{bd})_b$	$u = u_b = 2p/(p - 1) = z_b/z_g;$ $T_1 = T_a \Omega p / u_b n_w; (d)_b = p(d)_a;$ $0,08 \leq (\Psi_{bd})_b \leq 0,12 - 0,18$

С учетом полученного результата условие равнопрочности принимает вид

$$F_{Hba} = p \frac{(4 - \varepsilon_{\alpha a})}{(4 - \varepsilon_{\alpha b})} \frac{K_{Ha}}{K_{Hb}} \frac{\sigma_{HPb}^2}{\sigma_{HPa}^2}. \quad (9)$$

Если $F_{Hba} \geq 1$, то надежность будет определяться прочностью внешнего зацепления. Для крановых редукторов в тихоходной ступени, как правило, характерно $p \geq 3$, поэтому учитывая также $\varepsilon_{\alpha b} \geq \varepsilon_{\alpha a}$ (рис. 2, a) и принимая $K_{Hb} \approx K_{Ha}$, следует ожидать $F_{Hba} \geq 1$. Для принятия окончательного решения исследуем влияние отношения $\sigma_{HPb}^2 / \sigma_{HPa}^2$. Допускаемые напряжения (без учета коэффициентов влияния шероховатости, смазки, скорости и размеров колес) в расчете на контактную выносливость определим равенством

$$\sigma_{HPj} = (\sigma_{H \lim b} Z_N / S_H)_j, \quad (10)$$

где $j = a, b$, S_H — коэффициент безопасности, равный 1,1 при однородной структуре материала и 1,2 для поверхностного упрочнения; Z_N — коэффициент долговечности, вычисляемый по зависимости $Z_N = \sqrt[m]{N_{H \lim} / N_{HE}}$.

В ГОСТе 21354–87 и Руководстве Р.007–2004 кривая выносливости имеет два наклонных участка с базовым числом циклов напряжений циклов $N_{H \lim} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6$. На первом на-

клонном участке показатель степени $m = 6$ и $N_{HE} \leq N_{Hlim}$ с ограничением $Z_N \leq Z_{Nmax}$, $Z_{Nmax} = 1,8$ при цементации и $Z_{Nmax} = 2,6$ при улучшении. На втором наклонном участке $m = 20$ и $N_{HE} > N_{Hlim}$ с ограничением $Z_N \geq 0,75$. Базовый предел контактной выносливости σ_{Hlimb} зависит от средней твердости поверхности зуба, определяемой видом химико-термической и термической обработки: назначаемый при цементации и нитроцементации $\sigma_{Hlimb} = 23H_{HRC}$, назначаемый при улучшении $\sigma_{Hlimb} = 2H_{HB} + 70$.

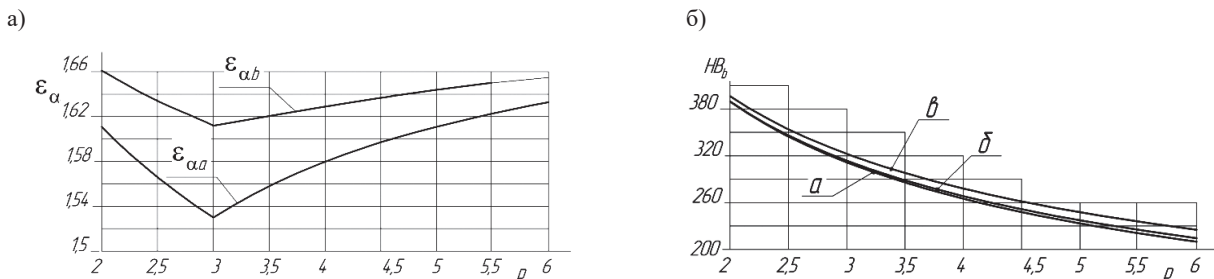


Рис. 2. Графики коэффициентов перекрытия:

- a* — коэффициент перекрытия внешнего и внутреннего зацепления с укороченной головкой зуба колеса эцикла на 25 % при числе зубьев шестерни $z_1 = 18$;
б — требуемая твердость колеса с внутренними зубьями в случае, когда колеса с внешними зубьями подвергнуты цементации с закалкой до поверхностной твердости 58HRC

Условие равнопрочности зацеплений (9) выразим через твердость колеса с внутренними зубьями, которая требуется для выполнения $F_{Hba} \geq 1$:

$$(H_{HB})_b \geq \frac{0,45(\sigma_{Hlimb})_a}{\sqrt{p}} \frac{Z_{Na}}{Z_{Nb}} - 35. \quad (11)$$

Для режима постоянной нагрузки с неограниченным ресурсом, при котором $Z_{Na} = Z_{Nb} = 0,75$, значения требуемой твердости колеса передачи *A* при значении конструктивного параметра $p \geq 2$ приведены на рис. 2, *б* (линия *a*). Как видно, для данного режима работы передачи *A* с твердыми зубьями зубчатых колес внешнего зацепления колесо с внутренними зубьями практически может быть изготовлено из термически улучшенной стали, твердость которой в существенной степени зависит от конструктивного параметра p . Так, $H_{HB} = 177$ при $p = 6$ и $H_{HB} = 365$ при $p = 2,25$. Естественно, что такая конструкция позволяет за счет «мягкого» колеса сохранить удовлетворительную прирабатываемость и поэтому ее можно изготавливать с более низкой точностью, а также применять в тех механизмах, где вследствие недостаточной жесткости деталей и других конструктивных особенностей высокая точность зацепления не может быть реализована. Так, в случае необходимости, при $p < 2$, $H_{HB} > 385$, для достижения равнопрочности колесо с внутренними зубьями может быть подвергнуто азотированию.

Поскольку для крановых механизмов, работающих при переменной нагрузке и ограниченном ресурсе, режим постоянной нагрузки несвойственен, рассмотрим влияние переменности режима нагружения и срока службы на равнопрочность внешнего и внутреннего зацеплений. Для этого, согласно условию (11), оценим отношение коэффициентов долговечности Z_{Na}/Z_{Nb} :

$$\frac{Z_{Na}}{Z_{Nb}} = \frac{\sqrt[m_a]{(N_{Hlim})_a}}{\sqrt[m_b]{(N_{Hlim})_b}} \cdot \frac{\sqrt[m_b]{N_{HEb}}}{\sqrt[m_a]{N_{HEa}}}, \quad (12)$$

где $(N_{Hlim})_a = 120 \cdot 10^6$ — принятое базовое число циклов для цементованного и закаленного внешнего зацепления, для колеса *b* $(N_{Hlim})_b = 30 \cdot H_{HB}^{2,4}$; N_{HE} — эквивалентное число циклов.

Значения коэффициентов долговечности центральных колес *a* и *b* будем определять на тех участках кривых усталости, где они располагаются (рис. 3). Узловые точки N_{HE}^* участков определены по предельным значениям коэффициента долговечности: $N_{HE}^* = N_{Hlim}/Z_N^m$. В частности, при $N_{Hlim} = 120 \cdot 10^6$, $Z_N = 0,75$ и $m = 20$ получим $N_{HE}^* = 37840 \cdot 10^6$ и т. д.

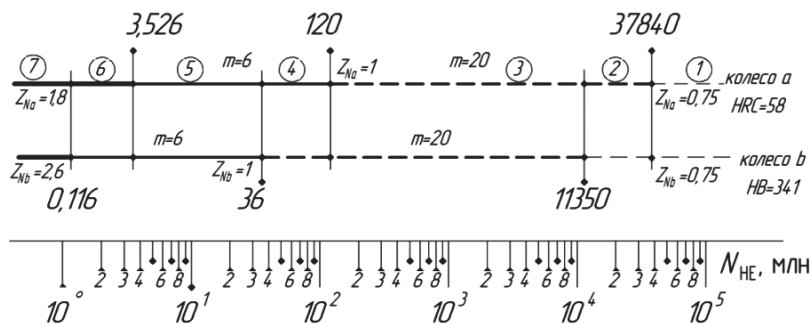


Рис. 3. Зоны работы передачи A , построенные по узловым точкам контактной выносливости колес внешнего и внутреннего зацепления с учетом твердости рабочих поверхностей зубьев (номер зоны указан в кружке)

Учитывая практику эксплуатации, оценим три наиболее возможных случая работы редукторов крановых механизмов:

1. Оба колеса работают на наклонных участках с показателем степени $m = 6$ (зона 5).
2. Колесо a работает на наклонном участке с показателем степени $m = 6$, а колесо b — на наклонном участке с показателем степени $m = 20$ (зона 4).
3. Оба колеса работают на наклонных участках с показателем степени $m = 20$ (зона 3). Эквивалентное число циклов центральных колес, определяемое по наклонному участку с показателем степени $m = 6$, выражается формулами: $N_{HEa} = 60\gamma n_w (n_a - n_h) t \mu_3$; $N_{HEb} = 60\gamma n_w (n_b - n_h) t \mu_3$, где $\mu_3 = \mu_{0,5m}$, а их отношение — формулой $(N_{HEb}/N_{HEa}) = 1/p$. Поэтому при работе передачи на участках кривой усталости с одинаковыми показателями степени отношение (12) определится формулой $Z_{Na}/Z_{Nb} = \sqrt[m]{1/p}$.

Параметр $\gamma = 1$ при односторонней работе центральных колес (механизмы подъема) и $\gamma = 0,5$ при двухсторонней работе (механизм вращения, передвижения, изменения вылета стрелы). Приведем разработанную форму расчета требуемой твердости колеса в среде Mathcad, где функция твердости (11) для зон 3 и 5 записана с учетом отношения (12):

Расчет твердости колеса с внутренними зубьями

1. Исходные данные для расчета:

- базовое число циклов зубчатых колес внешнего зацепления $N_{H \lim a} := 120 \cdot 10^6$
 - базовое число циклов зубчатого колеса с внутренними зубьями $N_{H \lim b} := 30 \cdot H_{HB}^{2,4}$
 - базовый предел контактной выносливости $(\sigma_{H \lim b})_a := 23 \cdot 58$
- Задаем конструктивный параметр ряда из интервала:
например, $2 < p \leq 6$
 $p := 6$

2. Функция твердости:

- начальное приближение $H := 100$
- погрешность вычислений $\Delta H1 := 0,01$
- функция твердости для зоны 3 $H_1(H) := \frac{0,45 \cdot (\sigma_{H \lim b})_a}{\sqrt{p}} \sqrt[20]{\frac{N_{H \lim a}}{p N_{H \lim b}}} - 35$
- функция твердости для зоны 5 $H_1(H) := \frac{0,45 \cdot (\sigma_{H \lim b})_a}{\sqrt{p}} \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim a}}{p N_{H \lim b}}} - 35$
- модуль относительной разности $\Delta h(H) := \left| \frac{H - H_1(H)}{H} \right|$

3. Поиск твердости:

- решить уравнение Given $\Delta H1 = \Delta h(H)$
- решение (при $p = 6$) Find $(H) = 214,464$ — зона 3 и 225,145 — зона 5

Результаты решения уравнения численным методом с заданной точностью $\Delta H_1 = 0,01$ приведены на рис. 2, б. Кривая б определяет твердость колеса при работе в зоне 3, а кривая в — при работе в зоне 5. Для зоны 4 ($m_a = 6, m_b = 20$), значения твердости лежат в промежутке между значениями зоны 3 ($Z_{Na} = 1$) и значениями зоны 5 ($Z_{Nb} = 1$). Как видно из рис. 2, б, во всем рациональном интервале изменения конструктивного параметра, как при постоянной, так и при переменной нагрузке, равнопрочность зацеплений передачи А определяется контактной выносливостью внешнего зацепления, а колесо с внутренними зубьями может и практически изготавливается из термически улучшенной стали.

Рассмотрим теперь условие равнопрочности по контактным и изгибным напряжениям передачи А. Для этого вначале приравняем равенства (2) и (4), приняв для сравнительных расчетов $K_{F\Sigma} \approx K_{H\Sigma}$ и обозначив здесь и далее для краткости $u_a = u$, затем запишем условие равнопрочности в виде формулы для определения максимального числа зубьев шестерни:

$$z_{1\max} = \frac{(Z_E Z_H Z_\varepsilon)^2 \sigma_{FP} (u+1)}{\sigma_{HP}^2 Y_{FS} u}. \quad (13)$$

Учитывая отношение допускаемых напряжений: σ_{FP} и σ_{HP} и приняв равным единице ряд несущественных коэффициентов, представим его в приближенном виде:

$$\frac{\sigma_{FP}}{\sigma_{HP}^2} = \frac{S_{Ha}^2 \sigma_{F\lim b}^0 (Y_A Y_N)_j}{\sigma_{H\lim b}^2 S_F Z_{Na}^2}. \quad (14)$$

Для определения индекса j из множества $\{a, g\}$ выполним анализ отношения $\sigma_{FPa}/\sigma_{FPg}$.

Полученное отношение $\frac{\sigma_{FPa}}{\sigma_{FPg}} = \frac{Y_{Aa}}{Y_{Ag}} \sqrt[9]{\frac{2}{n_w(p-1)\gamma}}$ показывает, что при двухсторонней работе зубьев центральных колес отношение $(\sigma_{FPa}/\sigma_{FPg}) < 1$, т. е. более нагруженным является солнечное колесо с коэффициентом $Y_{Aa} = 0,75$; при односторонней работе зубьев центральных колес отношение $(\sigma_{FPa}/\sigma_{FPg}) > 1$ и более напряженным является сателлит, для которого $Y_{Ag} = 0,75$. Таким образом, в отличие от рядовых редукторов, в передаче А с одинаковой химико-термической и термической обработкой зубьев колес внешнего зацепления коэффициент влияния двухстороннего приложения нагрузки в уравнении (15) назначается $Y_A = 0,75$ независимо от реверсивности привода:

$$3,47z_1 + 0,092x_1^2 z_1 + 13,2 - 29,7x_1 = 1,822 \cdot 10^5 \frac{S_{Ha}^2 \sigma_{F\lim b}^0 Y_A}{\sigma_{H\lim b}^2 S_F} \frac{u+1}{u} \frac{(Y_N)_j}{Z_{Na}^2}. \quad (15)$$

Назначая для прямозубых передач вспомогательный коэффициент $K_a = 450$ [4], [10], из выражения $K_a = \sqrt[3]{2000(Z_E Z_H Z_\varepsilon)^2/4}$ получим значение $(Z_E Z_H Z_\varepsilon)^2 = 182200$. Подставляя эти параметры в формулу (13) и принимая коэффициент $Y_{FS} = 3,47 + (13,2/z) - 29,7(x/z) + 0,092x^2$, получим уравнение (15) для расчета ориентировочного числа зубьев шестерни из условия равнопрочности передачи А по напряжениям изгиба и контактным напряжениям.

Определим вначале максимальную величину $z_{1\max}$ для передачи А, работающей в режиме постоянной нагрузки и неограниченного ресурса ($Y_N = Z_N = 1$) для высокотвердых зубьев внешнего зацепления: $\sigma_{H\lim b} = 23 \cdot 58 = 1334$ МПа и $S_H = 1,2$ при $\sigma_{F\lim b}^0 = 950$ МПа и $S_F = 1,55$. Ориентировочные значения $z_{1\max}$, вычисленные по уравнению (15) для передачи А с цементированными зубчатыми колесами внешнего зацепления, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Максимальное число зубьев шестерни при трех сателлитах

p	Неограниченный ресурс			Режим L3, T7, M8 (зона 2)		Режим L2, T6, M6 (зона 3)	
	Коэффициент смещения			Работа передачи A в приводе механизма			
	$x = 0$	$x = 0,25$	$x = 0,5$	нереверсивная	реверсивная	нереверсивная	реверсивная
2	25	27	29	22–24–26	17–19–21	12 –15–17	9–11–13
2,33	28	30	32	27–29–31	20–23–25	15 –17–19	11–13–15
3	35	37	39	35–37–39	28–30–32	21 –23–25	16–18–20
4	28	30	32	30–32–34	25–27–29	19 –21–23	14–16–18
5	25	27	29	27–29–31	24–26–28	18 –21–23	14–16–18
6	23	25	27	25–27–29	23–25–27	18 –20–22	14–16–18
7	22	24	26	24–26–28	22–25–27	18 –20–22	14–16–18

В табл. 2 значения $z_{1\max}$ получены с учетом влияния коэффициента смещения для различных режимов работы. Заметим, что во многих случаях для повышения надежности привода назначают $z_1 < z_{1\max}$. Для передачи A заданному в уравнении (15) передаточному отношению $u = z_2/z_1$ в зацеплении $a-g$ указанные в табл. 2 значения конструктивного параметра рассчитывались по формулам: $p = 2u + 1$ при $p \geq 3$ и $p = (u+2)/u$ при $p < 3$.

Исследуем отношение $(Y_N)_j / Z_{Na}^2$, характеризующее переменность режима нагружения и срока службы рассматриваемой передачи A , на том же интервале работы редуктора крановых механизмов (см. рис. 3), который в этом случае охватывает зоны 2 и 3 (рис. 4). Как видно из рисунка, в обеих зонах по изгибу зуб шестерни работает на участке с коэффициентом долговечности $Y_N = 1$, а по контакту в зоне 2 зацепление работает на наклонном участке с показателем степени $m = 20$, а в зоне 3 — на наклонном участке с показателем степени $m = 6$.

Для оценки численного значения отношения $1/Z_{Na}^2$ в рамках данной статьи рассмотрим только наиболее два характерных режима работы крановых механизмов согласно действующим международным нормам ISO 4301: режим нагружения L_3 ($\mu_3 = 0,5$, $\mu_9 = 0,20$), T7, M8 (расчетный ресурс до 25000 ч) и режим нагружения L_2 ($\mu_3 = 0,25$, $\mu_9 = 0,100$), T6, M6 (расчетный ресурс до 12500 ч). При этом по ISO 4301/1 режим работы механизма (M1–M8) устанавливался по классу использования (T_0 – T_9) и режиму нагружения (L_1 – L_4).

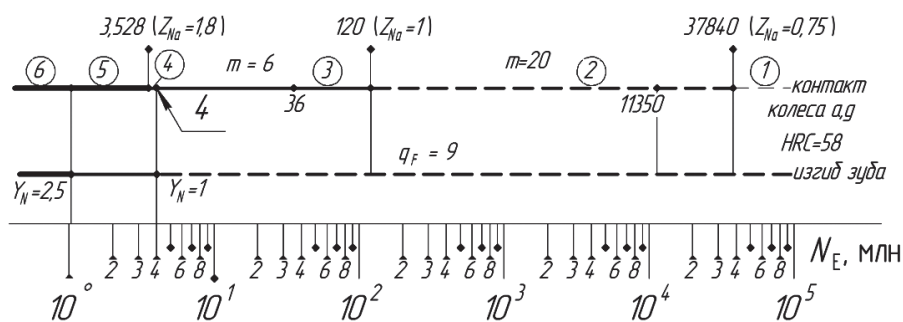


Рис. 4. Построение зон работы передачи A по узловым точкам контактной и изгибной выносливости колес внешнего зацепления с учетом твердости рабочих поверхностей зубьев (номер зоны указан в кружке)

В табл. 2 были приведены ориентировочные значения $z_{1\max}$ по уравнению (15) для передачи A с цементированными зубчатыми колесами внешнего зацепления с учетом коэффициента смещения и отмеченных выше норм. Для указанных режимов в каждом столбце каждой строки через черточку записаны три значения $z_{1\max}$: первое для $x = 0$, второе для $x = 0,25$, третье для $x = 0,5$.

Поскольку на практике число зубьев шестерни изменяется в широких пределах, начиная обычно с $z_1 = 10(8)$, можно сделать вывод о том, что во всем рациональном интервале изменения конструктивного параметра как при постоянной, так и при переменной нагрузке, работоспособность передачи A определяется контактной выносливостью внешнего зацепления, равнопрочность зубьев

по изгибу обеспечивается выбором числа зубьев шестерни и коэффициента смещения. В данном случае существующая рекомендация назначать число зубьев для ограниченного ресурса [4] при уменьшении максимального числа зубьев шестерни $z_{1\max}$ неограниченного ресурса в Z_{Na} раз не отвечает, как видно из приведенных данных, условию равнопрочности:

конструктивный параметр	2	2,33	3	4	5	6	7
максимальное число зубьев шестерни:							
согласно данным табл. 2 (выделенные цифры столбца).....	12	15	21	19	18	18	18
согласно рекомендации источника [4]	20	23	28	25	24	23	23
согласно рекомендациям источника [4],							
с учетом уравнения (15)	15	18	23	21	21	21	21

На основании уравнения (15) количество зубьев шестерни следовало бы уменьшить в Z_{Na}^2 раз (см. значения, приведенные в последней строке цифровых данных, которые несмотря на то, что не отвечают условию равнопрочности, ближе к данным, указанным в табл. 2). При значениях $Y_N > 1$, характерных для кратковременно работающих приводов, при определении значения $z_{1\max}$, в уравнение (15) следует подставить отношение $(Y_N)_j / Z_{Na}^2$, определяя коэффициент долговечности Y_N по параметрам сателлита $j = g$ при односторонней работе и по параметрам солнечного колеса $j = a$ при двухсторонней работе центральных колес. Затем необходимо сравнить равнопрочность контакта внешнего зацепления и долговечность подшипника установленного в расточке сателлита как наиболее компактной и простой в монтаже конструкции (рис. 5). Сравнение выполним в более узком интервале конструктивного параметра, поскольку при значениях $p > 3,5$ несущая способность опор не ограничивает размеры передачи A даже с поверхностно-упрочненными зубьями [5].

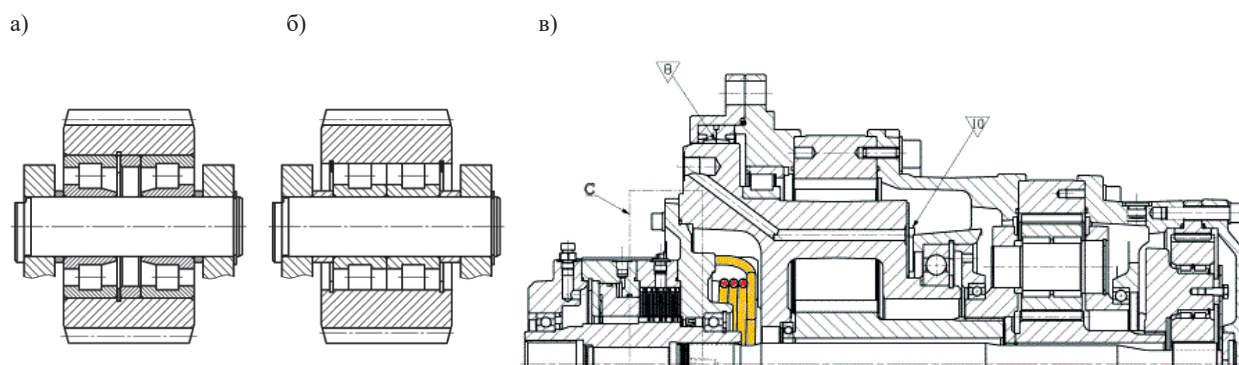


Рис. 5. Конструкции опор сателлита: а — на двух роликовых подшипниках средней широкой серии; б — на двух роликовых подшипниках без внутреннего кольца; в — конструкции опор сателлитов во встроенном редукторе от европейских производителей ($i = 50$, с — гидротормоз)

При проектировании многоступенчатого редуктора поступают таким образом, чтобы при работе в режиме эксплуатации, для которого предназначен узел, лимитирующей была тихоходная ступень, при этом одновременно удовлетворяется требование минимальных габаритов, при условии отсутствия избыточных запасов в более быстроходных ступенях [12]. Поскольку именно тихоходную ступень всегда стремятся сделать лимитирующей, рассмотрим случай установки в расточке сателлита двух роликовых подшипников средней широкой серии (рис. 5, а). Для этого возьмем отношение $F_{HP} / F_{LP} = F_{HLP}$, которое после несложных преобразований представим в виде следующего выражения:

$$F_{HLP} = \frac{\Psi_{bd} \sigma_{H \lim b}^2 Z_{Na}^2}{(Z_E Z_H Z_v)^2 K_D \vartheta_n k_n K_{\text{кач}} S_H^2} L_E^{0,3} \varphi(u), \quad (16)$$

$$\text{где } \varphi(u) = \begin{cases} u/(u+1) & \text{при } p < 3; \\ 1/u(u+1) & \text{при } p \geq 3, \end{cases} \quad L_E = \begin{cases} \frac{60t\mu_3 n_h}{10^6} \frac{u+2}{u} & \text{при } p < 3; \\ \frac{60t\mu_3 n_h}{10^6} \frac{1+2u}{u} & \text{при } p \geq 3. \end{cases}$$

Для предварительных расчетов принято $K_6 \approx K_{HP}$ величиной ψ_{bd} необходимо задаться с учетом имеющихся ограничений на ее значение. Надежность будет определяться прочностью внешнего зацепления, если в условии равнопрочности (16) величина $F_{HLP} \leq 1$. Учитывая значения $S_H, \sigma_{Hlimb}, (Z_E Z_H Z_\epsilon)^2$, найденные ранее, и задавая $K_D = 7,8$, $\vartheta_n = 0,43$, $k_n = 2$, $n_w = 3$, $\psi_{bd} = 0,63$, $K_{кач} = 1,1$, по выражению (16) для наиболее распространенных случаев работы крановых узлов по конструкции, приведенной на рис. 5, а (табл. 3), определено отношение допускаемых нагрузок, откуда видно, что при $p > 2,5$ и соответствующем выборе коэффициента ширины долговечность опор сателлита практически не ограничивает размеров передачи A .

В случае обращения к решениям $p < 2,5$ (как правило, не в тихоходной ступени) рассматривают вариант установки в расточке сателлита двух роликовых подшипников без внутреннего / наружного кольца (рис. 5, б). Учитывают также значительное влияние на условие равнопрочности коэффициента ширины зубчатого венца: с его снижением уменьшаются осевые размеры и увеличиваются диаметральный размеры передачи, позволяющие поставить подшипник больших размеров (см. табл. 3 при значениях $\psi_{bd} = 0,45-0,56$). Более того, при подобных узких колесах передача получается более технологичной. Данные решения применены в редукторе (рис. 5, в), в быстроходной ступени ($p = 2,4$) использовано решение (рис. 5, б). Обращает на себя внимание конструкция опор сателлита промежуточной ступени ($p = 2,25$). Корректировка конструктивно-технологичного решения передачи установкой подшипников в щеках водила — крайне редкое решение, которое если и имеет место, то не в случае тихоходной ступени редуктора.

Таблица 3

Значения отношения нагрузок, допускаемых контактом внешнего зацепления F_{HP} и долговечностью подшипников сателлита F_{LP}

Вид нагружения		Значения отношения $F_{HP}/F_{LP} = F_{HLP}$					
		Конструктивный параметр передачи A					
		2,5	2,67	2,82	3	3,2	3,4
Режим L3, T7, M8 $n_w = 3$	Нереверсивная работа						
	$\psi_{bd} = 0,63$	1,075	1,009	0,954	0,897	0,764	0,659
	То же: $n_w = 4$	1,045	0,98	—	—	—	—
	$\psi_{bd} = 0,56$	0,956	0,897	—	—	—	—
	Реверсивная работа						
	$\psi_{bd} = 0,63$	1,375	1,271	1,187	1,099	0,923	0,785
	То же: $n_w = 4$	1,249	1,155	1,079	0,998	—	—
	$n_w = 4, \psi_{bd} = 0,5$	0,991	0,917	0,856	—	—	—
Режим L2, T6, M6 $n_w = 4$	$\psi_{bd} = 0,45$	0,982	0,909	0,848	0,785	—	—
	Нереверсивная работа						
	$\psi_{bd} = 0,63$	1,143	1,057	0,987	0,913	0,767	0,652
	$\psi_{bd} = 0,55$	0,998	0,923	—	—	—	—
	Реверсивная работа						
	$\psi_{bd} = 0,63$	1,308	1,21	1,13	1,046	0,878	0,747
	$\psi_{bd} = 0,6$	1,246	1,152	1,076	0,996	—	—
	$\psi_{bd} = 0,5$	1,038	0,96	—	—	—	—

Примечание. Прочерки в графах табл. 3 означают, что $F_{HLP} < 1$.

Таким образом, исследования показали, что практически на всем интервале рациональных значений конструктивного параметра p существует возможность реализации условия $F_{LP} \geq F_{HP} \leq F_{FP}$

и использования в качестве формообразующего фактора планетарной передачи исследуемого типа усталостной контактной выносливости высокотвердого внешнего зацепления.

В основе оценки габаритных размеров планетарного редуктора примем формулы, определяющие диаметр колеса с внутренним зубом шестерни из условия контактной выносливости внешнего зацепления. Обратившись к формуле (2) и выразив силу в зацеплении через крутящий момент на водиле, после несложных преобразований можно получить две формулы:

$$d_{wb} = K_d \sqrt[3]{\frac{K_H}{(\psi_{bd})_b n_w \sigma_{HP}^2} T_h \frac{p^2}{p-1}}; \quad (17)$$

$$d_{wb} = K_d \sqrt[3]{\frac{K_H}{\psi_{bd} n_w \sigma_{HP}^2} T_h \frac{\mu p^3}{p-1}}.$$

В первой формуле во всем интервале параметров p определен коэффициент ширины $(\psi_{bd})_b = b_w / (d)_b = 0,12 \dots 0,18$ (0,25). Во второй формуле коэффициент ширины шестерни $\psi_{bd} = b_w / (d)_{a,g} \leq 0,75$ (при $p < 3$ шестерней является сателлит, при $p \geq 3$ — солнечное колесо, см. табл. 1).

Для оценки диаметральных габаритных размеров редукторов представим обе формулы (17) через вращающий момент на любом звене $j \in \{h, b, a\}$ ступени в виде

$$d_{wb} = B_{Hb} (T_j \chi_{jb})^{1/3} = B_H (T_j \chi_j)^{1/3}; \quad (18)$$

где $B_{Hb} = K_d [K_H / ((\psi_{bd})_b n_w) \sigma_{HPa}^2]^{1/3}$; $B_H = K_d [K_H / (\psi_{bd} n_w) \sigma_{HPa}^2]^{1/3}$.

В соответствии с этим при задании $(\psi_{bd})_b$ функция χ_{jb} в выражении $T_j \chi_{jb}$ ($j \in \{h, b, a\}$) примет вид

$$\chi_{hb} = p^2 / (p-1); \quad \chi_{bb} = p(p+1) / (p-1); \quad \chi_{ab} = p^2(p+1) / (p-1). \quad (19)$$

При задании ψ_{bd} функция χ_j в выражении $T_j \chi_j$ ($j \in \{h, b, a\}$), соответственно, определяется формулами:

$$\chi_h = \mu p^3 / (p-1); \quad \chi_b = \mu p^2 (p+1) / (p-1); \quad \chi_a = \mu p^3 (p+1) / (p-1), \quad (20)$$

где $\mu = 2 / (p-1)$, если $p < 3$; $\mu = 1$, если $p \geq 3$.

Рассмотрим две группы редукторов крановых механизмов. К первой группе отнесем встроенные редукторы, где опорное звено γ подключено к водилу h (см., например, рис. 6 *схемы 1–3* и конструкцию на рис. 5, в, построенную по *схеме 2*); передаточное отношение данных структур определяется формулой $i_{BT}^\gamma = i^\gamma = 1 - \prod_{k=1}^4 (1 + p_j)$, $i^\gamma < 0$. Ко второй группе отнесем общепромышленные редукторы, в которых выходное звено T тихоходной ступени редуктора (см., например, *схемы 4–6* рис. 6) соединено с водилом).

Передаточное отношение второй группы редукторов, образованных последовательным соединением однорядных механизмов, определено формулой $i^\gamma = \prod_{k=1}^4 (1 + p_j)$, $i^\gamma > 0$, (21), где k — количество рядов в редукторе, $k = 1–4$ (большой порядковый номер в обозначении механизма соответствует тихоходной ступени).

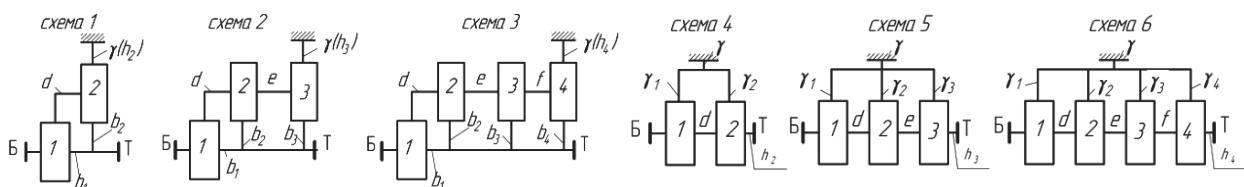


Рис. 6. Базовые структуры редукторов европейских производителей:
схемы 1–3 — многоконтурные структуры встроенных редукторов;
схемы 4–6 — бесконтурные структуры общепромышленных редукторов

Из рис. 7 видно, что при сохранении коэффициента ширины $(\psi_{bd})_b$ постоянным функция χ_{jb} во всем достаточно широком диапазоне параметра p имеет пологий характер. Это указывает на то, что без ощутимой потери в габаритном размере можно варьировать величиной с целью удовлетворения тем или иным конструктивным требованиям. Так, если в редукторе с номинальным передаточным отношением $i = 50$ и параметром в тихоходной ступени $p_T = 3,4$ (см. рис. 5, в) изменять значения данного параметра в диапазоне 3,4–4,0, то делительный диаметр d_{wb} колеса с внутренними зубьями увеличится на 3,3 % при $Z_{Na} = 1$ (рис. 7), на 3,9 % и 5,1 % увеличатся, соответственно, режимы нагружения L_3 и L_2 . При сохранении постоянной относительной ширины шестерни ψ_{bd} , изменение функции диаметального габарита χ_T более ощутимо и достигает 8,4 % при $Z_{Na} = 1$ (см. рис. 7).

Влияние ресурса и режима нагружения оценивалось выражением χ/Z_{Na}^2 . Из формул (19) и (20) также следует, что при одинаковых значениях конструктивного параметра и вращающего момента на выходном валу диаметральные габаритные размеры передачи A при неподвижном водиле $\omega_h = 0$ и подключении выходного вала к эпициклу b ($T_T = T_b$) больше (график χ_{bb} , χ_b), чем при неподвижном центральном колесе $\omega_b = 0$, и подключении выходного вала к водилу ($T_T = T_h$) — график χ_{hb} , χ_h .

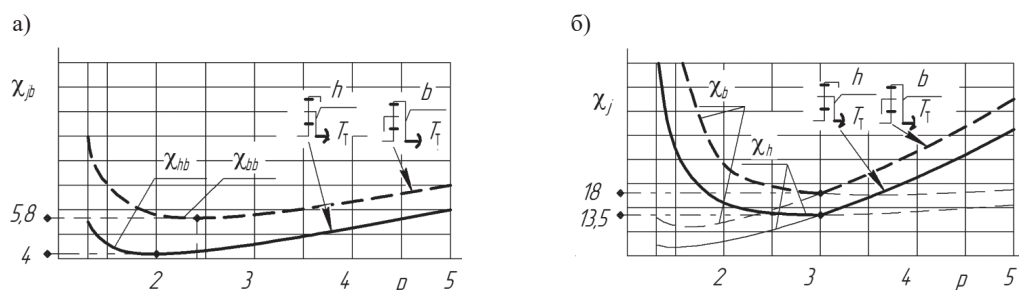


Рис. 7. Функции χ , характеризующие влияние параметра p и коэффициента ширины на габаритный размер планетарного ряда:
а — $(\psi_{bd})_b = b_w/d_{wb}$; б — $\psi_{bd} = b_w/d_l$

Таким образом, сравнительную оценку габаритных размеров следует выполнять не по значению функции χ , а по выражению $(T_j \chi_j)^{1/3}$, или что проще, по показателю $T_j \chi_j$, принимая в этом случае, например, $j = h$ для тихоходной ступени встроенного редуктора (см. схемы 1–3 рис. 6) показатель $T_h \chi_h = T_T \frac{1 + |i^\gamma|}{|i^\gamma|} \chi_h$, а для тихоходной ступени редуктора (см. схемы 4–6 рис. 6) показатель

$T_h \chi_h = T_T \chi_h$. Это и является объяснением разницы в размерах встроенного и общепромышленного редуктора. Отношение данных показателей показывает, что размеры встроенного редуктора больше в $\left[\frac{(1 + |i^\gamma|)}{|i^\gamma|} \right]^{1/3}$ раз.

В работе [11] отмечается, что планетарный редуктор имеет минимальные диаметральные размеры при $p = 2,5$. Однако, как следует из рис. 7, оптимальный параметр определяется иначе. Если сохраняется постоянным коэффициент ширины $(\psi_{bd})_b$, то практически наибольшей несущей способностью, исходя из контактной выносливости внешнего зацепления, обладает планетарный ряд при $p = 2$, при подключении к водилу выходного звена ($T_T = T_h$) и при $p = 2,5$, если выходное звено подключено к эпициклу ($T_T = T_b$) — см. рис. 7, а. Если сохраняется постоянным коэффициент ширины шестерни ψ_{bd} , то наибольшей несущей способностью обладает планетарный ряд при $p = 3$ (рис. 7, б), независимо от того, с каким звеном передачи A соединено выходное звено редуктора, и независимо от срока службы и режима работы механизма. Эти результаты являются примечательными, так как позволяют задать параметр тихоходной ступени: при достаточно большом количестве ступеней в общем передаточном отношении (см. рис. 6) оптимальное значение конструктивного параметра выходной ступени редуктора, определяющей его диаметральные размеры, рекомендуется выбирать в окрестностях $p = 3$, желательно $p \geq 3$.

Заключение (Conclusions)

В статье получила развитие методика проектирования на ранних стадиях планетарных редукторов, построенных на однорядных механизмах с эвольвентным зацеплением, закаленными и шлифованными зубьями колес внешнего зацепления путем анализа многообразия факторов, лимитирующих массогабаритные показатели редуктора с целью подчинения задач проектирования данного вида конструкции одному, с определенной долей вероятности, прочностному фактору.

Выполнен сравнительный анализ контактной выносливости, исключающей преждевременный выход конструкции из строя ввиду усталостного выкрашивания зубьев внешнего и внутреннего зацеплений, а также изгибной выносливости, исключающей преждевременный выход из строя конструкции ввиду усталостной поломки зубьев зубчатых центральных колес и сателлитов и долговечности подшипников сателлитов с учетом срока службы и внешней нагрузки на базе типовых законов распределения, нашедших применение в отечественном краностроении. Полученные численные результаты показали практическую приемлемость проектирования редукторов исследуемого вида на базе одного прочностного показателя. Это позволяет находить решения с заданными радиальными размерами простым как в вычислительном плане, так и по количеству параметров методом. В частности, предложенный показатель для сравнительной оценки редукторов, выполненных на основе различных схемно-конструктивных решений, зависит только от значений внутреннего передаточного отношения ступеней редуктора и крутящего момента. Полученные результаты позволяют уменьшить число вариантов, допускаемых к детальной проработке на стадии нового проектирования.

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. Петракова Е. А. О целесообразности выбора высоколегированных сталей для зубчатых колес в закрытых передачах / Е. А. Петракова, М. У. Ахмедов, М. А. Молоканов // Справочник. Инженерный журнал с приложением. — 2018. — № 10 (259). — С. 18–28. DOI: 10.14489/hb.2018.10.pp.018–028.
3. Сидоров П. Г. Методология проектирования главного редуктора вертолета / П. Г. Сидоров, А. В. Плясов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. — 2013. — № 8. — С. 288–296.
4. 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.
5. Кудрявцев В. Н. Расчет и проектирование зубчатых редукторов / В. Н. Кудрявцев, И. С. Кузьмин, А. Л. Филипенков. — СПб.: Политехника, 1993. — 448 с.
6. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи: справ. / В. Н. Кудрявцев [и др.]. — Л.: Машиностроение, 1977. — 536 с.
7. Капелевич А. Л. Повышение энергоемкости авиационных редукторов / А. Л. Капелевич, В. М. Ананьев // Вестник двигателестроения. — 2012. — № 2. — С. 155–159.
8. Moeser H. Übersetzungsaufteilung bei mehrstufigen Getrieben / H. Moeser // Maschinenbautechnik. — 1982. — Vol. 31. — Is. 4. — Pp. 171–173.
9. Андрианов Е. Н. Определение эквивалентных нагрузок и надежности элементов порталных кранов / Е. Н. Андрианов, В. И. Брауде // Тр. ЛИВТа. — Л.: Транспорт, 1984. — С. 35–45.
10. Остяков Ю. А. Проектирование деталей и узлов конкурентоспособных машин / Ю. А. Остяков, И. В. Шевченко. — СПб.: Изд-во «Лань», 2013. — 336 с.
11. Балашов Б. А. Редукторы энергетических машин: справ. / Б. А. Балашов [и др.]. — Л.: Машиностроение, 1985. — 232 с.
12. Снесарев Г. А. Резервы общего редукторостроения / Г. А. Снесарев // Вестник машиностроения. — 1990. — № 8. — С. 30–35.
13. Кудрявцев В. Н. Несущая способность зацепления и рекомендации к выбору типов передач / В. Н. Кудрявцев // В кн.: Повышение несущей способности механического привода. — Л.: Машиностроение, 1973. — С. 13–65.

14. Сакаев Р. А. Выбор числа ступеней планетарных передач типа 2К–Н / Р. А. Сакаев // В кн.: Зубчатые и червячные передачи. Некоторые вопросы геометрии, кинематики, динамики, расчёта и производства; под ред. Н. И. Колчина. — Л.: Машиностроение, 1974. — С. 180–185.
15. Иоселевич Г. Б. Детали машин / Г. Б. Иоселевич. — М.: Машиностроение, 1988. — 368 с.
16. Кудрявцев В. Н. Конструкции и расчет зубчатых редукторов / В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, Е. Г. Глухарев. — Л.: Машиностроение, 1972. — 328 с.
17. 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.
18. Иванов А. Н. Перспективы развития грузоподъемных машин / А. Н. Иванов, С. Н. Федотов // Журнал Университета водных коммуникаций. — 2009. — № 3. — С. 22–32.
19. Барышников С. О. Исследование планетарного однорядного механизма с точки зрения геометрии зацепления / С. О. Барышников // Вестник ИНЖЭКОНа. Серия: Технические науки. — 2010. — № 8. — С. 117–123.

REFERENCES

1. Baryshnikov, S. O., and A. N. Ivanov. "Obzor metodov predstavleniya struktury zubchatykh mekhanizmov." *Morskoi vestnik* 2(38) (2011): 108–110.
2. Petrakova, E. A., M. U. Ahmedov, and M. S. Molokanov. "The effect of gear pair materials on the layout, mass and cost of a single-stage cylindrical gearbox." *HANDBOOK. An Engineering journal with appendix* 10(259) (2018): 18–28. DOI: 10.14489/hb.2018.10.
3. Sidorov, Peter Grigorevich, and Alexey Vladimirovich Pljasov. "Methodology of designing of the main gearbox helicopters." *News of the Tula state university. Technical sciences* 8 (2013): 288–296.
4. Bil'dyuk, N. A., et al. *Detali mashin*. Edited by V. N. Razhikov. SPb.: Politekhnik, 2015.
5. Kudryavtsev, V. N., I. S. Kuz'min, and A. L. Filipenkov. *Raschet i proektirovanie zubchatykh reduktorov*. SPb.: Politekhnik, 1993.
6. Kudryavtsev, V. N., et al. *Planetarnye peredachi: Sprav.* L.: Mashinostroenie, 1977.
7. Kapelevich, A. L., and V. M. Anan'ev. "Povyshenie energoemkosti aviatsionnykh reduktorov." *Vestnik dvigatelestroeniya* 2 (2012): 155–159.
8. Moeser, H. "Ubersetzungsaufteilung bei mehrstufigen Getrieben." *Maschinenbautechnik* 31.4 (1982): 171–173.
9. Andrianov, E. N., and V. I. Braude. "Opredelenie ekvivalentnykh nagruzok i nadezhnosti elementov portal'nykh kranov." *Tr. LIVTa*. L.: Transport, 1984. 35–45.
10. Ostyakov, Yu. A., and I. V. Shevchenko. *Proektirovanie detalei i uzlov konkurentosposobnykh mashin*. SPb.: Izdatel'stvo «Lan'», 2013.
11. Balashov, B. A., et al. *Reduktory energeticheskikh mashin: Sprav.* L.: Mashinostroenie, 1985.
12. Snesarev, G. A. "Rezervy obshchego reduktorstroeniya." *Vestnik mashinostroeniya* 8 (1990): 30–35.
13. Kudryavtsev, V. N. "Nesushchaya sposobnost' zatsepleniya i rekomendatsii k vyboru tipov peredach." *Povyshenie nesushchei sposobnosti mekhanicheskogo privoda*. L.: Mashinostroenie, 1973. 13–65.
14. Sakaev, R. A. "Vybor chisla stupenei planetarnykh peredach tipa 2K — N." *Zubchatye i chervyachnye peredachi. Nekotorye voprosy geometrii, kinematiki, dinamiki, rascheta i proizvodstva*. Edited by N. I. Kolchin. L.: Mashinostroenie, 1974. 180–185.
15. Ioselevich, G. B. *Detali mashin*. M.: Mashinostroenie, 1988.
16. Kudryavtsev, V. N., Yu. A. Derzhavets, and E. G. Glukharev. *Konstruktsii i raschet zubchatykh reduktorov*. L.: Mashinostroenie, 1972.
17. Meretukov, Murat Aydamirovich. "On distribution of the gear ratio of cylindrical gearboxes between the stages." *The Bulletin of Adyghe State University: Internet Scientific Journal* 2(221) (2018): 160–163.
18. Ivanov, A. N., and S. N. Fedotov. "Perspectives of development of load-lifting machines." *Zhurnal Universiteta vodnykh kommunikatsii* 3 (2009): 22–32.
19. Baryshnikov, Sergey Olegovich. "Research of planetary single-row mechanism from the point of view of gearing geometry." *Vestnik INZhEKONa. Seriya: Tekhnicheskie nauki* 8 (2010): 117–123.

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

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

Андрианов Евгений Николаевич —

кандидат технических наук, профессор
ФБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: fkt_pt@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

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

Andrianov, Evgenii N. —

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

Статья поступила в редакцию 16 ноября 2020 г.

Received: November 16, 2020.