

DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-39-49

FOR THE THEORY OF DESIGNING AND CALCULATION CONSTRUCTION OF SHIPBOARD HOISTING WINCHES WITH INTEGRATED PLANETARY GEARBOX

A. K. Pshizov

OJSC "ZAREM", Maykop, Russian Federation

Integrated planetary gearboxes of leading west company are analyzed in the article to design competitive gearbox for shipboard winches of the same type for domestic needs. The analysis has been done from the point of view of the used structural scheme and from power-kinematical point of view. For the first time it was paid attention to necessity of studying the influence of rope location on the drum on load capacity of gearbox. For this purpose the calculation scheme and dependences on radial load on drum bearings and their estimation reactions are given in the article. It's determined that reaction values in drum bearings are changing linearly and depends on rope location on the drum. The calculation of radial displacements in drum's bearings depending on load value, radial backlash and deformation of rolling elements are made in article. The calculation of displacements made according to formulas which take into consideration a principle of load sharing between rolling elements. In the article was developed the method and algorithm for calculation the maximal load on rolling element. The method based on the solution of the problem about load sharing between rolling elements with using integral function. Approximate formulas of integral function depending on bearing type are determined. The dependence on calculation of radial displacement of inner bearing race relative to bearing outer race is given. Dependence is expressed as function of deformation parameter. The graphs of displacements in drum bearings depending on hoist rope location are given in the article. It's determined that displacement of races in drum bearings generate the axis skew of drum relative central axis of gearbox and generate uneven load sharing on face width of the last step of gearbox. It defines overall dimensions and weight of the gearbox. Efficiency of axis skew is given through coefficient of load sharing unevenness on face width.

Keywords: planetary gearbox, winch, shipboard crane, bearing, radial displacement, rolling element, load, deformation, skew, unevenness.

For citation:

Pshizov, Aydamir K. "For the theory of designing and calculation construction of shipboard hoisting winches with integrated planetary gearbox." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 10.1 (2018): 39–49. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-39-49.

УДК 621.833.61

К ТЕОРИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА КОНСТРУКЦИИ СУДОВОЙ ЛЕБЕДКИ СО ВСТРОЕННЫМ ПЛАНЕТАРНЫМ РЕДУКТОРОМ

А. К. Пшизов

ОАО «ЗАРЕМ», Майкоп, Российская Федерация

Проанализированы встроенные планетарные редукторы ведущих западных компаний, являющихся лидерами мирового машиностроения, с точки зрения создания отечественной конкурентоспособной конструкции подобного редуктора для канатной лебедки судовых кранов. Анализ выполнен с точки зрения энерго-кинематики и используемой структурной схемы. В статье впервые обращается внимание на необходимость изучения влияния положения троса на образующей барабана на нагрузочную способность зацеплений редуктора. С этой целью приводятся расчетная схема и зависимости для определения радиальных нагрузок на опоры барабана и их реакций. Установлено, что значения реакций в опорах барабана изменяются линейно в зависимости от положения троса лебедки. Выполнен расчет радиальных перемещений в опорах барабана в зависимости от величины нагрузки радиального зазора и деформации тел качения подшипников. Расчет перемещений выполнен по зависимостям, учитывающим закон распределения нагрузки между телами качения. Разработаны метод и алгоритм для определения

максимальной нагрузки на тело качения, который основан на решении задачи о распределении нагрузки между телами качения с использованием интегральной функции. Установлены приближенные аппроксимирующие формулы интегральной функции в зависимости от типа подшипника. Приведена зависимость для расчета радиального перемещения внутреннего кольца подшипника относительно наружного в направлении действия радиальной нагрузки. Зависимость выражена в виде функции безразмерного параметра деформаций. Показаны графики зависимости смещений в опорах барабана от положения троса на образующей барабана. Установлено, что смещения колец в опорах барабана сопровождаются перекосом оси барабана относительно центральной осевой линии редуктора, вызывая неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца тихоходной ступени, определяющее массогабаритные показатели планетарного редуктора. Определена степень влияния через коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца.

Ключевые слова: планетарный редуктор, лебедка, судовой кран, опора, радиальное перемещение, тело качения, нагрузка, деформация, перекося, неравномерность.

Для цитирования:

Пшизов А. К. К теории проектирования и расчета конструкции судовой лебедки со встроенным планетарным редуктором / А. К. Пшизов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 1. — С. 39–49. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-39-49.

Введение (Introduction)

Одной из прогрессивных компоновок планетарных дифференциально-замкнутых редукторов, созданных в последние годы европейскими фирмами, являются конструкции, размещаемые в канатном барабане лебедки. Дифференциальные механизмы в судостроении применяются в различных агрегатах, а их свойства продолжают являться объектом исследования разработчиков [1], [2]. Такие устройства отличаются рядом преимуществ: компактностью конструкции, высоким КПД, удобством в ремонте, широким диапазоном трансформации момента и др. У Российских разработчиков судовых и крановых механизмов дифференциальные механизмы вызвали определенный интерес, и сегодня известные отечественные фирмы устанавливают их в новые машины. В отраслях, где требуется использование собственной элементной базы, начали применять отечественные разработки. В этой связи появилась необходимость создания планетарных редукторов, полностью встраиваемых в барабаны грузовых лебедок судовых кранов, что, в свою очередь, потребовало выявления особенностей в их работе. В качестве аналога для отечественной разработки выбрана продукция компаний, являющихся лидерами мирового машиностроения (в частности, компаний *Brevini, Zollern, Siebenhaar* [3]). Трехступенчатый встроенный планетарный редуктор эти фирмы строят по схеме, показанной на рис. 1, а. Исключая один ряд, получают двухступенчатый редуктор, а добавляя один ряд, получают четырехступенчатый редуктор (модульный принцип).

Для выявления особенностей конструкции был проведен структурный анализ, который показал, что конструкция построена на базе хорошо известной в отечественной литературе обобщенной схемы. На рис. 1, б эта схема показана на основе источника [4, рис. 1.19, жс], а на рис. 1, в — на основе источника [5, табл. 19.2, схема 15]. Полный обзор методов представления сложных схем планетарных передач можно найти в работе [6]. Схема по российской терминологии содержит три рабочих звена: ведущее A , ведомое B и опорное f , и при трех однорядных механизмах содержит два вспомогательных звена — d и e . В работе [7] доказано, что одна такая обобщенная схема содержит $\sigma(\pi, k_m) = \pi^{k_m} = 6^3 = 216$ кинематических схем, включающих, в общем случае, как редукторы, так и мультипликаторы, где π — число схем, реализуемых на базе одного механизма, k_m — количество однорядных механизмов в конструкции. Принимая во внимание формулу Виллиса $i_{AB}^f = 1 - i_{Af}^B$, в которой передаточное отношение i_{Af}^B образовано последовательным соединением трех однорядных механизмов: $i_{Af}^B = i_{Ad}^B i_{de}^B i_{ef}^B$ и обозначив для краткости $i_{Ad}^B = i_d, i_{de}^B = i_e, i_{ef}^B = i_f$, найдем уравнение для определения передаточного отношения любого изделия, содержащего три ступени из их общего числа, равного 216, и выполненного по схеме рис. 1, б, в:

$$i^f = 1 - i_d i_e i_f. \tag{1}$$

Если в качестве однорядных механизмов в конструкции редуктора использовать механизмы с передаточным отношением $|i| \geq 7$, то в этом случае $\pi = 2$. На основе подобной структуры, охватывающей диапазон передаточных отношений $|i'| \geq 342$, можно образовать $\sigma(\pi, k_m) = \pi^{k_m} = 2^3 = 8$ различных кинематических схем редукторов. Одна подобная схема из восьми возможных и была использована европейскими разработчиками. Заметим, поскольку в данной схеме каждое передаточное отношение из числа i_d, i_e, i_f положительно, то согласно формуле (1), направления вращения ведущего и ведомого вала в данном редукторе противоположны.

Энергетический анализ показал, что данная структура относится к классу двухконтурных последовательных схем [8]. С энергетической точки зрения [8], [9] практически выгодно создавать такие многопоточные схемы, в которых заведомо известны потоки мощности в их различных ветвях. В работе [8] показано, что если следующие передаточные отношения: $1 - i_d, 1 - i_d i_e, 1 - i_d i_e i_f$, имеют одинаковый знак, то мощность в каждом контуре раздваивается и передается двумя потоками, суммируясь на ведомом валу. Поскольку в схеме на рис. 1, а значения передаточных отношений всех трех однорядных механизмов в равенстве (1) больше двух, то, очевидно, что все указанные ранее передаточные отношения отрицательны, образуют убывающую последовательность и на основании данных источника [8] циркуляция мощности в схеме отсутствует.

С конструктивно-компоновочной стороны обращает на себя внимание тот факт, что заложенный модульный принцип создания линейки редукторов потребовал наличия трех фланцевых соединений, в которых на стыке двух корпусов установлены зубчатые колеса с внутренним зацеплением (эпициклы) всех механизмов, образующих в итоге вращающийся корпус редуктора. В конструкциях барабан лебедки установлен на двух опорах: со стороны привода барабан опирается на подшипник в редукторе, а с противоположной стороны — на подшипник, располагаемый в стойке рамы. В некоторых конструкциях лебедок барабан установлен на опорах, из которых две находятся внутри редуктора, а одна из них расположена с внешней стороны водила тихоходной ступени. Для размещения двухопорного водила тихоходной ступени необходимо дополнительное место по длине барабана, что при монтаже конструкции в стесненных габаритах приводит к увеличению размера лебедки в осевом направлении.

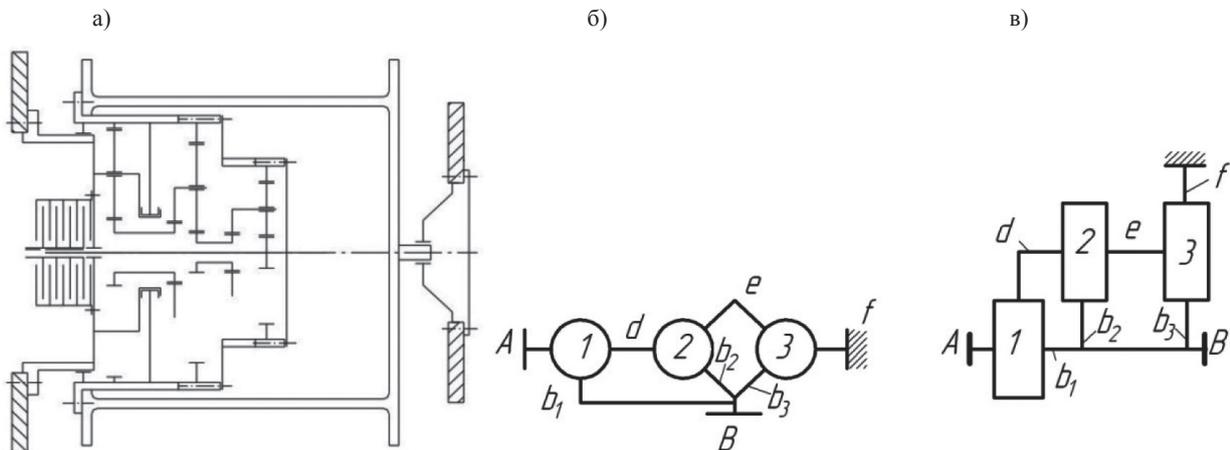


Рис. 1. Конструкция судовой лебедки:

- а — компоновочная схема лебедки европейских производителей со встроенным трехступенчатым планетарным редуктором;
- б и в — обобщенные схемы трехступенчатого редуктора, представленные в отечественной литературе

На основании проведенного ранее анализа выполненных конструкций встроенных планетарных редукторов, в статье, в рамках реализации программы импортозамещения в России, решаются вопросы проектирования конкурентоспособного редуктора, полностью встраиваемого в барабан лебедки судового крана нового поколения. В статье впервые обращено внимание на не-

обходимость изучения влияния положения троса на образующей барабана на нагрузочную способность зацеплений редуктора.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Непрерывный высокий спрос на встроенные редукторы явился дополнительным побудительным стимулом к поиску улучшений конструкции европейских производителей. На основании результатов энергокинематического и конструктивно-компоновочного анализа, в новой конструкции по сравнению с сопоставимой планетарной передачей, во-первых, должна отсутствовать циркуляция мощности, что исключит понижение КПД и, во-вторых, конструкция должна иметь меньшие осевые габариты. Принимая во внимание, что одна обобщенная схема (рис. 1, б, в) включает восемь кинематических схем редукторов, с целью упрощения конструкции за счет уменьшения количества многофланцевых соединений была изменена кинематическая схема редуктора (рис. 2, а). При этом обобщенная схема трехступенчатого редуктора осталась без изменений, а, значит, и передаточное отношение редуктора определяется по формуле (1). Очевидно, что все приведенные ранее передаточные отношения положительны, образуют возрастающую последовательность и на основании [8] циркуляция мощности в схеме отсутствует: мощность P в каждом контуре раздваивается и передается двумя потоками, суммируясь на ведомом валу (см. рис. 2, б). На рис. 2, в показано формирование на базе данной схемы встроенных редукторов с различным количеством ступеней. Заметим, что согласно формуле (1), в лебедке, проектируемой на основе предлагаемой схемы, ведущий и ведомый валы имеют одинаковое направление вращения.

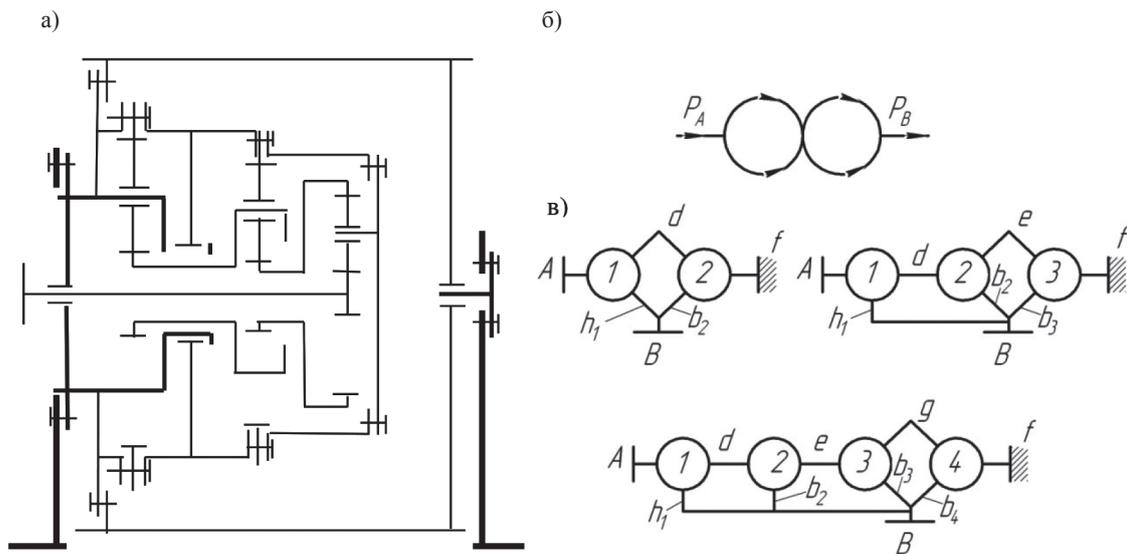


Рис. 2. Схемы встроенных редукторов: а — схемно-компоновочная конструкция лебедки; б — схема потоков мощности; в — представление образования двух-, трех- и четырехступенчатых планетарных редукторов

С целью уменьшения осевых габаритов фиксирующая опора, размещенная с внешней стороны водила тихоходной ступени, была перенесена внутрь редуктора, что исключает также необходимость обслуживания первой опоры барабана в процессе эксплуатации лебедки [10]. Радиальная и осевая нагрузки, действующие на фиксирующую опору барабана, через корпус редуктора и фланцевое крепление передаются на опорную стойку рамы. Вторая опора барабана размещается в отдельной стойке и является плавающей (не фиксирующей барабан в осевом направлении). В то же время при размещении фиксирующей опоры с внутренней стороны неподвижного водила тихоходной ступени увеличивается воспринимаемая опорой радиальная нагрузка при положении силы натяжения троса на консольном участке барабана. Для определения количественной сторо-

ны влияния консольного расположения барабана в лебедке судового крана (рис. 3, а) потребовалось решение дополнительных вопросов.

Расчетная схема, используемая для решения дополнительных вопросов по обеспечению грузочной способности лебедки при заданном расположении опор барабана в судовом кране, приведена на рис. 3, б. Положение фиксирующей опоры относительно левого торцевого сечения барабана оценивается размером a , а положение плавающей опоры относительно торцевого сечения барабана — размером b (L — длина барабана). При вращающем моменте T и диаметре барабана D по средней линии навитого каната сила натяжения троса F определится по известной формуле $F = 2T/D$, согласно которой с помощью условий равновесия находятся реакции в опорах A и B барабана:

$$R_A = \frac{F(L+b-x)}{L+b-a}; R_B = \frac{F(x-a)}{L+b-a}. \quad (2)$$

При работе лебедки положение силы натяжения троса F изменяется в пределах $0 \leq x \leq L$ и, как видно, реакции в опорах изменяются по линейному закону в зависимости от координаты x . Максимальная нагрузка на опору A при $x = 0$ составляет R_{\max} , а при $x = L$ нагрузка на эту опору достигает минимума и равна R_{\min} .

При расчете опоры качения на долговечность эквивалентная нагрузка, учитываемая при линейном законе изменения реакции опоры, определяется по формуле

$$R_E = R_{\max} \sqrt[m]{(1-\eta)^{m+1} / [(1-\eta)(m+1)]}, \quad (3)$$

где $\eta = R_{\min}/R_{\max}$ — параметр, учитывающий отношение экстремальных значений нагрузки. Показатель степени для шариковых подшипников составляет $m = 3$, для роликовых $m = 10/3$.

Расчетная динамическая грузоподъемность подшипника на стадии проектирования может быть вычислена по приближенной формуле

$$C = 1,2 R_E \left(L_h \frac{60n}{10^6} \right)^{1/m}, \quad (4)$$

где L_h — ресурс изделия; n — частота вращения барабана, поскольку водило тихоходной ступени неподвижно.

С уменьшением ресурса допускаемая нагрузка на подшипник, а следовательно, и напряжения в контакте увеличиваются. С целью исключения опасных для работы остаточных деформаций и задиров нагрузку ограничивают статической грузоподъемностью подшипника $R_{\max} \leq C_0$.

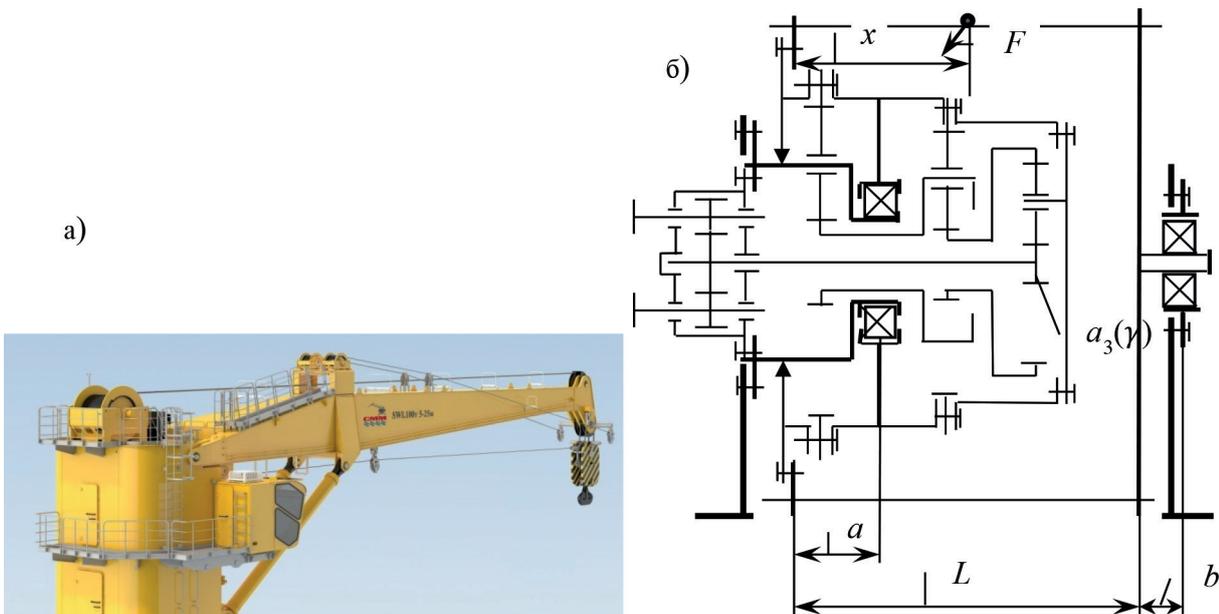


Рис. 3. Размещение лебедок на кране: а — общий вид судового крана; б — схема к расчету радиальной нагрузки на встроенную опору

Под действием нагрузки в фиксирующей опоре возникают перемещения, которые оказывают влияние на условия работы зубчатых колес встраиваемого редуктора, а именно смещение колец в опорах барабана, сопровождающееся перекосом γ_0 оси барабана. Известно, что долговечность зубьев резко снижается при перекосе осей. В случае, когда сателлиты не вращаются вокруг основной оси планетарной передачи, в зависимости от их положения неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца приводит либо к непараллельности осей, либо к перекосу осей или к наличию обоих влияний. Это оказывает влияние на коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца $K_{н\beta}$ тихоходной ступени планетарного редуктора. Поэтому после выбора подшипника устанавливается степень влияния угла перекоса на нагрузочную способность редуктора. Для оценки этого влияния далее предлагается методика расчета перемещений в фиксирующей опоре редуктора, которые зависят от величины нагрузки, зазора и деформации тел качения.

Радиальный зазор в подшипнике приводит к некоторому свободному перемещению наружного и внутреннего колец друг относительно друга в радиальном направлении [11], [12]. При выборе нормальной группы начальный стандартный зазор в подшипнике изменяется в некотором диапазоне. При этом относительное радиальное смещение колец подшипника при незначительной радиальной нагрузке составит половину начального стандартного зазора. После монтажа узла зазор уменьшается за счет посадки одного из колец подшипника с натягом. При работе узла за счет влияния температурных деформаций в подшипнике реализуется рабочий зазор, который обычно меньше, чем монтажный, поэтому в дальнейшем расчете необходимо делать корректировку с учетом и этого фактора.

Методика расчета перемещений в фиксирующей опоре редуктора

Расчет перемещений в опорах качения целесообразно выполнить по классическим зависимостям, которые учитывают закон распределения нагрузки между телами качения, зазор и деформации тел качения под нагрузкой. Для радиального подшипника деформация S_ψ в двух зонах контакта с дорожками качения с учетом зазора δ_0 в подшипнике, равного половине стандартного зазора, определяемого в диаметральном выражении, установлена из условия совместности деформаций и перемещений в виде [11]:

$$S_\psi = \delta_r \cos \psi - \delta_0 = S_{\max} [1 - 0,5(1 - \cos \psi)/\varepsilon], \quad (5)$$

где δ_r — радиальное перемещение внутреннего кольца подшипника относительно наружного в направлении действия радиальной нагрузки; ψ — угол между направлением радиальной нагрузки и положением тела качения; $S_{\max} = \delta_r - \delta_0$ — деформация наиболее нагруженного тела качения при $\psi = 0$.

Безразмерный параметр, используемый для расчета перемещений в радиальном подшипнике, составляет

$$\varepsilon = 0,5(1 - \delta_0/\delta_r) = 0,5S_{\max}/(S_{\max} + \delta_0). \quad (6)$$

При увеличении угла ψ деформация тел качения уменьшается и на границе зоны нагружения становится равной нулю, т. е. $S_\psi = 0$ при $\psi = \Psi$. Угол половины зоны нагружения является функцией параметра $\Psi = \arccos(1 - 2\varepsilon)$.

Если параметр $\varepsilon \geq 1$, то нагрузку воспринимают все тела качения. Этот случай соответствует созданию в подшипнике предварительного натяга ($\delta_0 \leq 0$). Если зазор или натяг в подшипнике отсутствует, то безразмерный параметр принимает значение $\varepsilon = 0,5$. При величине параметра $\varepsilon = 0,5$ радиальная нагрузка воспринимается половиной общего числа тел качения ($\psi = \pi/2$).

Значения $\varepsilon < 0$ соответствуют условию $\delta_r < \delta_0$, при котором тела качения не вступают в контакт, и подшипник не воспринимает нагрузки. Максимальная нагрузка на тело качения в радиальном подшипнике рассчитывается на основании решения задачи о распределении нагрузки между телами качения с использованием интегральной функции $J_r(\varepsilon)$ параметра ε и составляет $Q = F_r / [zJ_r(\varepsilon)]$.

Функция $J_r(\varepsilon)$ показана на рис. 4. Утолщенной линией выделены значения интегральной функции $J_r(\varepsilon)$ для подшипников, в которых имеется радиальный зазор. Для радиальных шариковых подшипников с зазором при $0,1 \leq \varepsilon \leq 0,5$ установлена приближенная аппроксимирующая формула

$$J_r(\varepsilon) \approx 0,07 + 0,52\varepsilon - 0,41\varepsilon^2. \quad (7)$$

Деформация наиболее нагруженного тела качения радиального шарикового подшипника составляет

$$S_{\max} = 4 \cdot 10^{-4} Q^{2/3} / D_W^{1/3}. \quad (8)$$

Радиальное относительное перемещение δ_r внутреннего кольца подшипника относительно наружного в направлении действия радиальной нагрузки следует выразить в виде функции параметра ε :

$$\delta_r = S_{\max} + \delta_0 = 0,5S_{\max} / \varepsilon. \quad (9)$$

При заданной внешней нагрузке F_r на опору параметр ε определяется методом итераций по алгоритму, составленному для шарикового радиального подшипника.

В качестве второй опоры барабана рассматривается самоустанавливающийся роликовый подшипник. При расчете по итерационному алгоритму для роликовых опор аппроксимирующая функция для интегральной функции была определена в виде

$$J_r(\varepsilon) \approx 0,1 + 0,42\varepsilon - 0,27\varepsilon^2. \quad (10)$$

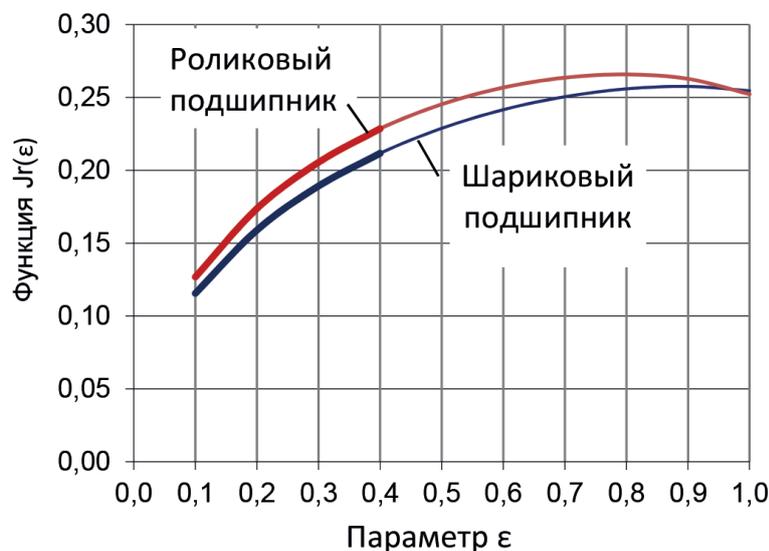


Рис. 4. Значения интегральной функции $J_r(\varepsilon)$ для радиальных подшипников

Деформация наиболее нагруженного тела качения двухрядного сферического подшипника S_{\max} , мм, рассчитывается по формуле

$$S_{\max} = 2 \cdot 10^{-4} Q^{3/4} / (L_W^{1/2} \cos \alpha), \quad (11)$$

где α — угол контакта.

Относительные смещения колец в опорах барабана сопровождаются перекосом оси барабана относительно оси водила тихоходной ступени на угол

$$\gamma_\delta = (\delta_{rA} + \delta_{rB}) / (L - a + b). \quad (12)$$

Результаты (Results)

Пример расчета максимальной нагрузки на тело качения в радиальном подшипнике в среде MathCAD показан в виде следующей принятой формы.

РАСЧЕТ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ НА ТЕЛО КАЧЕНИЯ В РАДИАЛЬНОМ ПОДШИПНИКЕ

1. Исходные данные для расчета

$$R_0 := 350000 \quad z := 20 \quad D_w := 8 \quad \delta_o := 0.028$$

2. Интегральная функция параметра зазора

Начальное приближение $\varepsilon_0 := 0.3$

Интегральная функция параметра зазора

для шарикового радиального подшипника $J := 0.07 + 0.52 \cdot \varepsilon_0 - 0.41 \cdot \varepsilon_0^2$

3. Максимальная нагрузка на тело качения

$$Q := \frac{R_0}{z \cdot J} \quad Q = 92543.628$$

4. Проверка безразмерного параметра

Деформация наиболее нагруженного тела качения

$$s_{\max} := \frac{0.0004 Q^{\frac{2}{3}}}{D_w^{\frac{1}{3}}} \quad s_{\max} = 0.409$$

Расчетное относительное перемещение колец: $\delta_r := s_{\max} + \delta_o \quad \delta_r = 0.437$

Параметр, при котором расчетное относительное перемещение колец

достоверно

$$\varepsilon_1 := \frac{0.5 \cdot s_{\max}}{s_{\max} + \delta_r} \quad \varepsilon_1 = 0.24173$$

Модуль относительной разности:

$$\Delta \varepsilon := \left| \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_1}{\varepsilon_0} \right| \quad \Delta \varepsilon = 0.194$$

$$\varepsilon_0 := \begin{cases} \varepsilon_0 & \text{if } \Delta \varepsilon \leq 0.01 \\ \varepsilon_1 & \end{cases} \quad \varepsilon_1 = 0.242$$

$$\varepsilon_0 = 0.242$$

Второе приближение

$$J_1 := 0.07 + 0.52 \cdot \varepsilon_0 - 0.41 \cdot \varepsilon_0^2 \quad Q_1 := \frac{R_0}{z \cdot J_1} \quad Q_1 = 101897.175$$

$$s_{\max 1} := \frac{0.0004 Q_1^{\frac{2}{3}}}{D_w^{\frac{1}{3}}}$$

$$\delta_{r1} := s_{\max 1} + \delta_o$$

$$\varepsilon_{11} := \frac{0.5 \cdot s_{\max 1}}{s_{\max 1} + \delta_{r1}}$$

$$\varepsilon_{11} = 0.242228$$

$$\Delta \varepsilon_1 := \left| \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_{11}}{\varepsilon_0} \right| \quad \Delta \varepsilon_1 = 0.002$$

Модуль относительной разности менее 0.01. Расчет заканчивается

Проведенные вычисления показывают, что относительная погрешность определения параметра ε составляет не более 1 % уже после двух-трех итераций. Результаты вычисления реакции опоры и смещения колец подшипника в зависимости от положения троса на образующей барабана приведены на рис. 5.

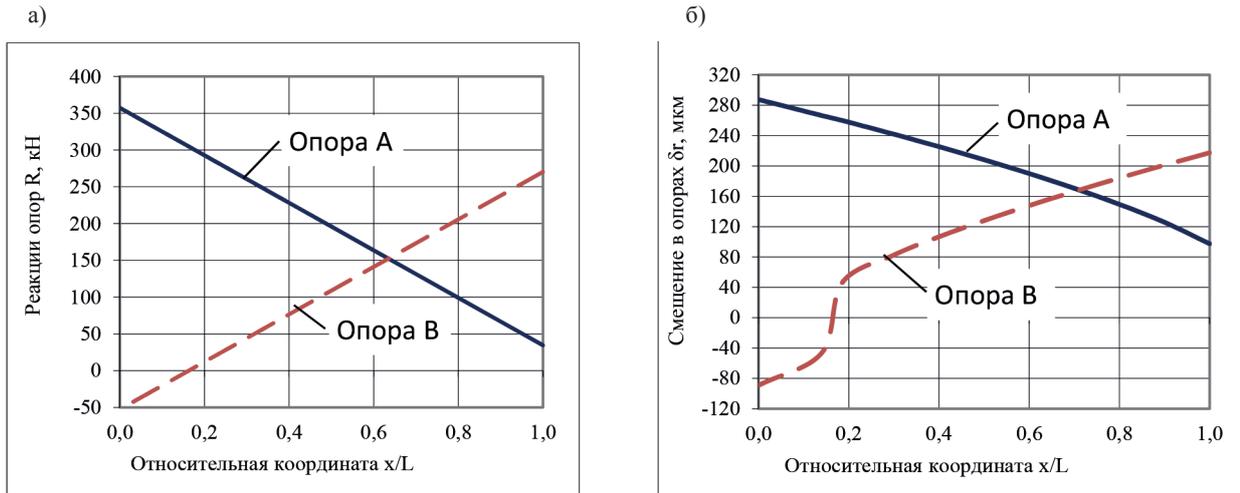


Рис. 5. Зависимость реакций опор (а) и смещений в опорах (б) от положения троса на образующей барабана

Зависимость угла перекоса оси барабана от положения троса на образующей барабана показана на рис. 6. Когда трос находится в крайнем левом положении, на образующей барабана ($x/L = 0$) достигается максимальная величина угла перекоса оси барабана γ_6 . Этот угол перекоса сопровождается отклонением положения контактных линий на зубьях центральных колес тихоходной ступени относительно номинального положения на величину $\Delta f_{ky} = b_w \gamma$.

Влияние отклонения Δf_{ky} на начальную неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, в соответствии с ГОСТ 21354-87, рассчитывается по формуле

$$\Delta K = 0,4b_w \Delta f_{ky} c' \cos \alpha_{tw} / (F_l K_A K_\Omega Z_\varepsilon^2).$$

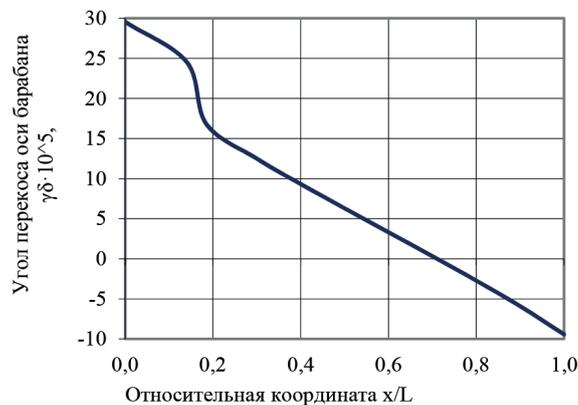


Рис. 6. Зависимость угла перекоса оси барабана от положения троса на образующей барабана

При относительной координате $x/L = 1$, когда трос находится в крайнем правом положении на образующей барабана, реализуется минимальная величина угла перекоса оси барабана γ_6 . Изменение знака отклонения Δf_{ky} и коэффициента ΔK соответствует смещению зоны концентрации удельной нагрузки к противоположному торцовому сечению.

Пример расчета показал, что значение ΔK может достигать $\approx 0,2$. Это указывает, что смещение колец подшипниковых опор барабана приводит к относительно невысокому повышению неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатых венцов в зацеплениях центральных колес тихоходной ступени.

На угол перекоса оказывают влияние и перемещения в опорах барабана, и монтажный перекокс оси барабана. Если монтажный перекокс барабана имеет случайный характер, то влияние перемещений в опорах требует отдельного рассмотрения. С повышением угла перекокса осей повышается также и коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца передачи $K_{нр}$. В заключение следует отметить, что изготовление планетарных редукторов требует высокой культуры производства, поскольку низкая степень точности зубчатых передач, низкий уровень сборки и монтажа наряду с деформациями основных звеньев могут вызывать дополнительные недопустимые перекокси осей зубчатых колес планетарного ряда.

Заключение (Conclusion)

1. Проведенный в статье структурный анализ показал, что конструкция встроенного планетарного редуктора компаний, являющихся лидерами мирового машиностроения (в частности, компаний *Brevini*, *Zollern*, *Siebenhaar*), выполнена на базе хорошо известной и изученной в отечественной литературе обобщенной схемы. Выявлена возможность оптимизации конструкции.

2. Энергетический анализ показал, что данная структурная схема относится к классу двухконтурных многопоточных последовательных, причем мощность в каждом контуре удваивается и передается двумя потоками, суммируясь на ведомом валу, что выгодно с энергетической точки зрения. Поэтому нужно разрабатывать такие многопоточные схемы, в которых заведомо известны потоки мощности в их различных ветвях, а в схеме отсутствует циркуляция мощности.

3. В статье впервые изучено влияние положения троса на образующей барабана на нагрузочную способность зацеплений редуктора. Выполнен расчет радиальных перемещений в опорах барабана в зависимости от величины нагрузки, радиального зазора и деформации тел качения подшипников с учетом закона распределения нагрузки между телами качения.

4. Предложен метод итераций, позволяющий по заданной внешней радиальной нагрузке на опору определить максимальную нагрузку на тело качения по алгоритму, который составлен для шарикового радиального подшипника в среде Mathcad. Алгоритм полностью переносится и на роликовые радиальные подшипники заменой вида функции безразмерного параметра деформаций.

5. Реализация рассмотренных в статье вопросов позволила ОАО «ЗАРЕМ» выполнить заказ на проектирование и изготовление планетарных редукторов для судовых кранов с обеспечением требования уменьшенного габаритного размера лебедки в осевом направлении и соблюдения патентной чистоты изделия.

Автор статьи выражает огромную благодарность своему научному руководителю доктору технических наук профессору А. Л. Филипенкову за совместную работу и ценные советы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андрианов Е. Н. Общие вопросы проектирования схем конкурентоспособных распределительных механизмов крановых и судовых приводов / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2016. — № 2 (36). — С. 118–126. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-2-118-126.

2. Андрианов Е. Н. Исследование свойств дифференциальных механизмов с точки зрения функционирования в специальных судовых и крановых приводах / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 1. — С. 165–175. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-1-165-175.

3. Планетарные редукторы Brevini. Каталог продукции. Версия 1.0. — ЗАО «НТЦ Приводная Техника», 2003.

4. Пыж О. А. Редукторы судовых турбоагрегатов / О. А. Пыж, Л. М. Гаркави, Ю. А. Державец, Р. Р. Гальпер. — Л.: Судостроение, 1975. — 272 с.

5. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи: справочник / В. Н. Кудрявцев, Ю. Н. Кирдяшев, Ю. А. Дер-
 жавец [и др.]. — Л.: Машиностроение, 1977. — 536 с.
6. Барышников С. О. Обзор методов представления структуры зубчатых механизмов / С. О. Барыш-
 ников, А. Н. Иванов // Морской вестник. — 2011. — № 2. — С. 108–110.
7. Иванов А. Н. Структурные соотношения в планетарных коробках передач с любым числом степе-
 ней свободы / А. Н. Иванов // Известия высших учебных заведений. — 1970. — № 7. — С. 50–54.
8. Кирдяшев Ю. Н. Проектирование сложных зубчатых механизмов / Ю. Н. Кирдяшев, А. Н. Ива-
 нов. — Л.: Машиностроение, 1973. — 352 с.
9. Шабанов К. Д. Двухпоточные передачи транспортных машин / К. Д. Шабанов. — М.: Машгиз,
 1962. — 127 с.
10. Филипенков А. Л. Планетарные редукторы, встраиваемые в барабаны грузовых лебедок судовых
 кранов / А. Л. Филипенков, А. К. Пшизов // Вестник ИжГТУ им. М. Т. Калашникова. — 2017. — Т. 20. —
 №2. — С. 90–93. DOI: 10.22213/2413-1172-2017-2-90-93.
11. Eschmann P. Ball and roller bearings. Their theory, design and application / P. Eschmann, Weigand,
 L. Hasbargen. — München: Oldenbourg, 1958. — 375 p.
12. Harris T. A. Rolling Bearings Analysis / T. A. Harris. — New York, 1966. — 468 p.

REFERENCES

1. Andrianov, Evgenij Nikolaevich, and Anatolij Nikolaevich Ivanov. “General design issues of competitive
 schemes of distribution mechanisms of the crane and ship drives.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo
 i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 2(36) (2016): 118–126. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-2-118-126.
2. Andrianov, Evgenii N., and Anatoly N. Ivanov. “The study of differential mechanisms from the point of
 view of functioning in the ship and crane drives.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota
 imeni admirala S.O. Makarova* 9.1(2017): 165–175. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-1-165-175.
3. *Planetarnye reduktory Brevini. Katalog produktsii. Versiya 1.0.* ZAO «NTTs Privodnaya Tekhnika», 2003.
4. Pyzh, O.A., L.M. Garkavi, Yu.A. Derzhavets, and R.R. Gal'per. *Reduktory sudovykh turboagregatov.* L.:
 Sudostroenie, 1975.
5. Kudryavtsev, V.N., Yu.N. Kirdyashev, Yu.A. Derzhavets, et al. *Planetarnye peredachi: spravochnik.* L.:
 Mashinostroenie, 1977.
6. Baryshnikov, S.O., and A.N. Ivanov. “Obzor metodov predstavleniya struktury zubchatykh mekhanizmov.”
Morskoi vestnik 2(2011): 108–110.
7. Ivanov, A.N. “Strukturnye sootnosheniya v planetarnykh korobkakh peredach s lyubym chislom stepenei
 svobody.” *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii* 7(1970): 50–54.
8. Kirdyashev, Yu.N., and A.N. Ivanov. *Proektirovanie slozhnykh zubchatykh mekhanizmov.* L.: Mashi-
 nostroenie, 1973.
9. Shabanov, K.D. *Dvukhpotochnye peredachi transportnykh mashin.* M.: Mashgiz, 1962.
10. Filipenkov, A.L., and A.K. Pshizov. “Integrated planetary gearboxes for hoisting winches in shipboard
 cranes”. *Journal of the Izhevsk State Technical University* 20.2(2017): 90–93. DOI: 10.22213/2413-1172-2017-2-90-93.
11. Eschmann, P., Weigand, and L. Hasbargen. *Ball and roller bearings. Their theory, design and application.*
 München: Oldenbourg, 1958.
12. Harris, T.A. *Rolling Bearings Analysis.* New York, 1966.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Пшизов Айдамир Казбекович —
 ведущий инженер-конструктор КБ
 ОАО «ЗАРЕМ»
 385000, Российская Федерация, г. Майкоп,
 ул. Шовгенова, 362
 e-mail: aydamir_01@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Pshizov, Aydamir K. —
 Principal design engineer
 OJSC “ZAREM”
 362 Shovgenova Str., Maykop, 385000,
 Russian Federation
 e-mail: aydamir_01@mail.ru

Статья поступила в редакцию 15 декабря 2017 г.
 Received: December 15, 2017.