

казывал более высокие значения КПД). Для получения более достоверной информации решено продолжить исследования в данном направлении. Исследование смазочных материалов 7 и 8 показало, что содержание дисульфида молибдена в случае дополнительного применения ингибитора коррозии не критично влияет на КПД редуктора. Поэтому применение в смазочных материалах этого компонента эффективно с экономической точки зрения, так как это позволяет сократить расход дорогостоящего наполнителя MoS<sub>2</sub>.

#### Заключение

В настоящей статье описаны некоторые результаты исследовательских испытаний низкоскоростных тяжело нагруженных спироидных редукторов ТПА, которые на данный момент позволяют утверждать о пусть неоднозначной, но очевидной эффективности того или иного решения. Окончательные выводы будут сделаны при наличии исчерпывающей статистики экспериментальных исследований в данном направлении.

#### Библиографические ссылки

1. Гольдфарб В. И., Трубачев Е.С. Создание высокоэффективных редукторов приводов трубопроводной арматуры // Трубопроводная арматура XXI века: наука, инжиниринг, инновационные технологии = Pipeline fittings of the XXI century: science, engineering, innovative technologies : материалы 1-й Междунар. науч.-техн. конф., г. Курган, 24–26 сент. 2008 г. – Курган : Кург. гос. ун-т, 2008. – С. 68–76.
2. Гольдфарб В. И., Трубачев Е.С. Что делать и чего не делать при выборе и проектировании редукторов ТПА // Арматуростроение. – 2010. – № 1. – С. 52–57. – URL: [http://www.valve-industry.ru/pdf\\_site/64/64\\_nauka\\_Goldfarb\\_Trubachev.pdf](http://www.valve-industry.ru/pdf_site/64/64_nauka_Goldfarb_Trubachev.pdf) (дата обращения: 12.05.2014).
3. Спироидные редукторы трубопроводной арматуры / В. И. Гольдфарб, Д. В. Главатских, Е. С. Трубачев [и др.]. – М. : Вече, 2011. – 222 с.
4. Насыщение графитом поверхности стали при лазерной обработке короткими импульсами / Е. В. Харанжевский, А. Г. Ипатов, Т. А. Писарева и др. // Наука и технология. – 2013. – № 11. – С. 38–43.
5. Способ получения ингибитора коррозии металлов : а. с. 257663 СССР / С. М. Решетников, Л. Н. Светова, Л. А. Короткова, А. К. Винокуров. – № 1217533/23-4; заявл. 12.02.68 ; опубл. 05.03.76. – Бюл. № 9. – 2 с.

\*\*\*

*A. A. Kornilov*, Engineer, Institute of mechanics, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

*D. Yu. Kurlykova*, Master's degree student, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

*O. V. Petrova*, Master's degree student, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

#### Some results of experimental research of lubricants and gear sliding bearings of low speed and heavy loaded spiroid gear boxes

*Some results of experimental research of lubricants and gear sliding bearings of low-speed and heavy loaded spiroid gear boxes are described. Some efficiency coefficient dependences on materials of sliding bearings and applied lubricants are presented.*

**Keywords:** spiroid gear box, sliding bearings, lubricants, efficiency coefficient

Получено: 05.05.14

УДК 621.646

*A. С. Кузнецов*, кандидат технических наук, доцент;

*Е. В. Лукин*, кандидат технических наук;

*А. М. Санников*, аспирант;

*Т. В. Савельева*, инженер-конструктор

Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

## ПРОБЛЕМЫ И МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ СПИРОИДНЫХ РЕДУКТОРОВ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

*Рассматривается последовательность проектирования спироидных редукторов, позволяющая разработать рациональную конструкцию редуктора с наименьшим числом итераций. Она учитывает особенности конструкций и специфику условий работы редукторов.*

**Ключевые слова:** проектирование, конструирование, спироидный редуктор

#### Введение

В последнее время в редукторах трубопроводной арматуры (ТПА), предназначенных для регулировки потока жидкостей или газов в различных отраслях, широко применяются спироидные передачи, позволяющие обеспечить высокие нагрузочные и перегрузочные моменты на выходном валу при низких скоростях вращения, а также компактность и надежность конструкции [1]. Угол поворота выходного

звена редуктора определяет его принадлежность к четвертьоборотным (в которых рабочий орган поворачивается на 90°) или многооборотным (предназначенным для поступательных запорных узлов) редукторам, каждый из которых имеет свои особенности соответственно своему назначению.

Однако проектирование таких редукторов сопряжено с необходимостью учесть большое число ограничений конструктивного и технологического харак-

тера: пересечение конструктивных элементов как внутри редуктора, так и с элементами запорного узла и арматуры, требование минимизации литейной, станочной и зуборезной оснастки и др. Указанные ограничения возникают на различных по своей направленности этапах проектирования и в ряде случаев противоречат требованиям повышения прочности и надежности. Эти обстоятельства усложняют процесс проектирования и обуславливают его цикличность. В статьях [2 и 3] был предложен подход к процессу проектирования, обеспечивающий существенное снижение числа итераций-возвратов путем применения рациональной последовательности проектирования, на более ранних этапах которой введены функциональные зависимости для вычисления параметров узлов и деталей редуктора, участвующих в конструктивно-технологических ограничениях на более поздних этапах. В данной статье отражен пример проектирования четвертьоборотных спироидных редукторов 3-го поколения на базе предложенного подхода.

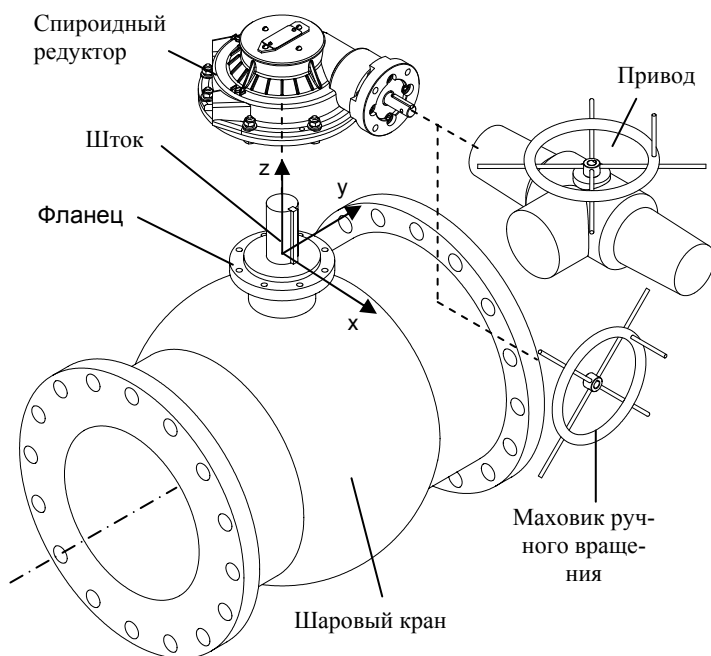


Рис. 1. Запорный узел трубопроводной арматуры

### Последовательность процесса проектирования редуктора ТПА

Проектирование заключается в поиске таких размеров всех конструктивных элементов редуктора, которые бы обеспечивали выполнение следующих основных исходных требований (полный перечень требований, предъявляемых к редукторам ТПА, приведен в [4]):

1) требования к нагрузочным характеристикам и режиму работы: диапазон вращающих моментов, циклограмма нагружения за один цикл, ресурс (циклов), максимальная частота вращения входного вала (обычно  $180 \text{ мин}^{-1}$ ), диапазоны передаточных отношений;

2) требования к присоединительным элементам редуктора на входном валу для установки привода и

### Конструкция спироидного редуктора 3-го поколения

Спироидный редуктор ТПА устанавливается на фланец запорного узла (ЗУ) и обеспечивает приведение в действие его исполнительного органа – пробки или диска (рис. 1). На входном валу редуктора устанавливается либо электропривод вращательного действия, либо маховик для ручного управления. В силу этого спироидный редуктор структурно должен содержать (рис. 3): корпусные и монтажные детали – корпус 1, основание 2, фланец (крышка) 3; исполнительные детали, обеспечивающие повышение вращающего момента от привода к штоку ЗУ – переходная втулка 4, не имеющая в редукторе самостоятельных опор и базируемая штоком ЗУ, спироидный червяк 5, его подшипниковые опоры (радиальные 7 и 8, осевая 9), кольцо разрезное 10, спироидное колесо 6, его подшипниковые опоры (радиальная 11, осевые 12 и 13), крышка 14, жесткие механические упоры 15, ограничивающие угол поворота выходного вала.

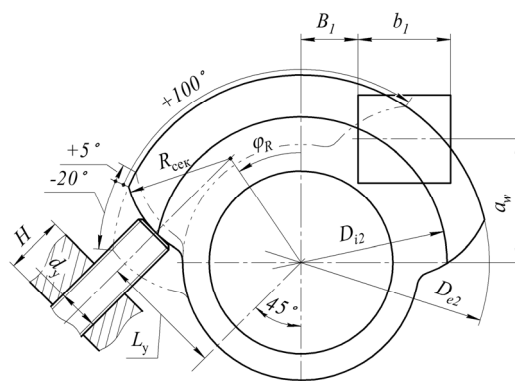


Рис. 2. Конфигурация сектора спироидного колеса (показано положение «ОТКР»)

на выходном – для установки редуктора на фланец и шток ЗУ; с целью соответствия как можно большему числу размеров ЗУ потребителей, требуется реализация нескольких вариантов присоединений и на входном, и на выходном валу (не менее трех по размерам фланцев и более пяти по размерам штоков для каждого фланца), с ориентацией как на требования стандартов (например, ISO 5211 и/или 5210), так и на специальные требования потребителей;

технологические требования, определяемые как возможностями технологического оснащения конкретного предприятия, так и элементарными геометрическими пересечениями элементов системы станок – приспособление – инструмент – деталь при реализации параметров станочных наладок.

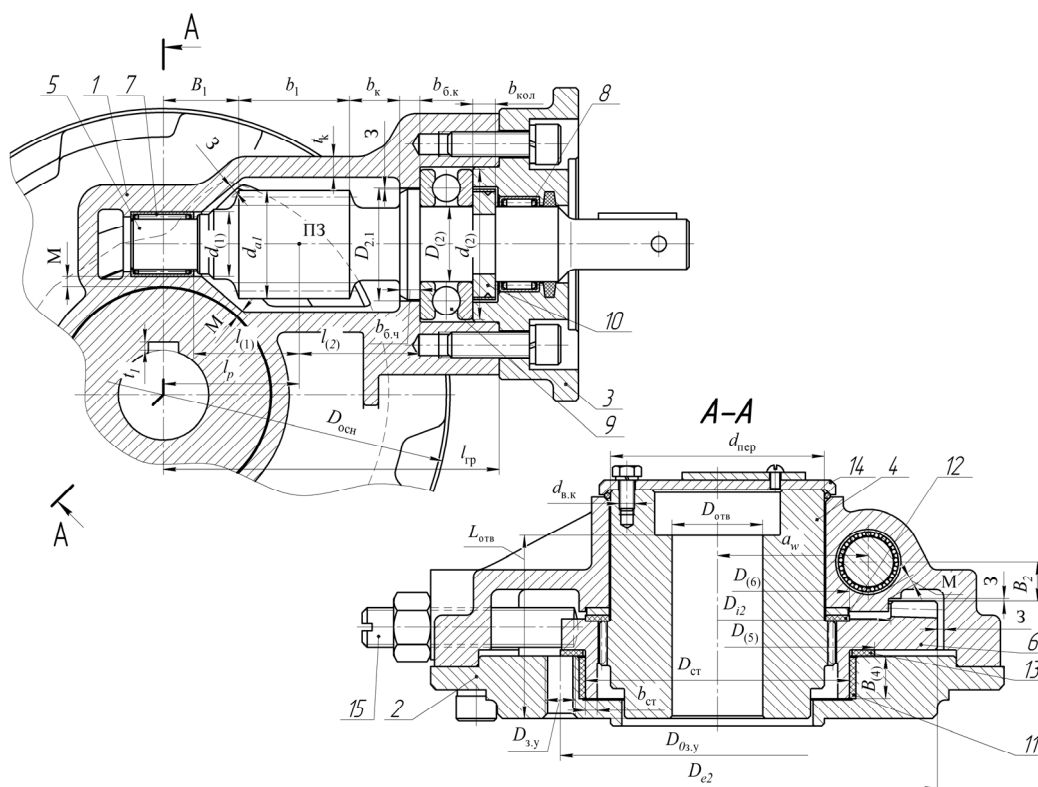


Рис. 3. Конструкция спироидного редуктора

В отличие от классического проектирования редуктора [например, 5], в котором проектирование каждого узла (передачи, валов, опор, корпуса) выполняется последовательно и в известном смысле обособленно, разработанная последовательность проектирования разбита на этапы таким образом, чтобы поиск решения для каждой детали и узла выполнялся с учетом геометрических связей, возникающих между их параметрами и параметрами соседних с ними деталей и узлов и определяющих ограничения в выборе этих параметров. Переход между этапами осуществляется только при выполнении условий соответствующих ограничений. Последовательность при этом оказывается максимально линейризованной, поскольку возникающие возвраты на более ранний(е) этап(ы) проектирования не требуют повторного решения задач, следующих за ним(и). Опишем кратко каждый этап проектирования (для удобства поиска используемых функциональных зависимостей и их сравнения они сведены в табл. 1, а участвующие в них параметры деталей и узлов описаны в табл. 2; далее в тексте ссылки на формулы из табл. 1 приводятся в круглых скобках).

1. *Расчет предварительных данных.* На этом этапе предварительно определяются: максимальный наружный диаметр  $d_{пер}$  переходной втулки по заданным размерам вариантов присоединений к ЗУ согласно (1); параметры схемы передачи  $a_w$ ,  $d_{e2}$  и  $d_{a1}$ . Параметры  $a_w \approx 4,2 \sqrt[3]{T_{2макс}}$  [6] (с учетом обеспечения требуемого расстояния между витками червяка и переходником по (2)) и  $d_{e2} \approx 13 \sqrt[3]{T_{2макс}}$  определяются по заданному максимальному вращающему моменту

$T_{2макс}$ . Параметр  $d_{a1}$  определяется согласно эмпирической зависимости (3) с учетом ограничения (4). Здесь также осуществляется предварительный подбор диаметров тела червяка и вариантов его опор по известным зависимостям, адаптированным к данной задаче [7], с учетом (5б).

2. *Синтез рабочего и станочного зацепления передачи* [8, 9]. На этом этапе осуществляется проектирование ряда передач с требуемыми передаточными отношениями, которые могут зависеть:

а) от вращающих моментов на входном  $T_1$  и выходном  $T_2$  валах:  $T_1 = T_2 / (i_{12} \cdot \eta)$ , где  $\eta$  – КПД редуктора.  $T_2$  относится к исходным данным,  $T_1$  для редуктора с ручным управлением зависит от усилия на рукоятке маховика  $F_m$  и его диаметра  $d_m$ :  $T_1 = F_m \cdot d_m / 2$ .  $F_m$  может быть ограничено требованиями ОСТ (например, СТО Газпром 2-4.1-212-2008 рекомендует  $F_m = 150$  Н), а  $d_m$  – соображениями эргономичности, согласно которым  $d_{m \max} = 0,3 \dots 1,0$  м. Это дает диапазон  $T_1$  от 45 до 150 Нм. При управлении с помощью электроприводов распространенных типоразмеров  $T_1 = 50 \dots 500$  Нм;

б) частот вращения входного  $n_1$  и выходного  $n_2$  валов:  $n_1 = n_2 \cdot i_{12}$ . Для работы в ручном режиме  $n_1$  обычно ограничено 1–2 об/с, для электропривода – частотой вращения электродвигателя. Параметр  $n_2$  определяется заданным временем открытия/закрытия  $t_{o/з}$  и числом оборотов запорного узла  $n_{об}$ :  $n_2 = n_{об} / t_{o/з}$ . При этом  $n_{об}$  зависит от угла поворота выходного вала: для четвертьоборотных редукторов  $n_{об} = 0,25$  об., для многооборотных в зависимости от шага ходовой гайки и длины клиновой задвижки  $n_{об} = 15 \dots 80$  об.;

в) выполнения условия самоторможения передачи для четвертьоборотных редукторов (для много-

оборотных это условие обеспечивается ходовой гайкой/винтом):  $f_{тр} > \text{tg}(\gamma_1) \cos(\alpha_n)$ , где  $f_{тр}$  – коэффициент трения,  $\gamma_1$  – угол подъема витка червяка, определяе-

мый в том числе и выбранным  $i_{12}$ ,  $\alpha_n$  – угол наклона боковой поверхности витка в нормальном сечении. Обычно данное условие выполняется при  $i_{12} > 30$ .

Таблица 1. Зависимости, используемые при проектировании редуктора

№ ф-лы	Функциональная зависимость	№ ф-лы	Функциональная зависимость
1	$d_{пер} \geq \max\{d'_{пер}; d''_{пер}; d'''_{пер}\}; d'_{пер} = D_{отв} + 2d_{в.к} + 12; d''_{пер} = D_{отв} + 2t_1 + \frac{4T_{2пик} \cdot 1000}{(D_{отв} + 2t_1)L_{отв} \cdot \sigma_T}; d'''_{пер} = \frac{B_{отв}}{\sqrt{2}} + \frac{\sqrt{2} \cdot T_{2пик} \cdot 1000}{L_{отв} \cdot B_{отв} \cdot \sigma_T}$		
2	$1,1 < d_{пер} / a_w < 1,48$	3	$d'_{a1} \approx 0,697 a_w \cdot i^{-0,016}$
4	$d''_{a1} \leq 2 \left( a_w - \sqrt{(0,5d_{пер} + 3 + M)^2 - B_1^2} \right)$	5	$d_{(1)} \geq \max\{d'_{(1)}; d''_{(1)}\}$
5а	$d'_{(1)} = 2 \left( \sqrt{(0,5D_{i2} - a_w)^2 + B_2^2} - M - 3 \right)$	5б	$d''_{(1)} = 2(a_w - 0,5d_{пер} - M)$
6	$l_{тр} \geq \sqrt{(0,5D_{e2} + 3 + t_k + (2...2,35d_{oc})^2 - a_w^2 + 2d_{фл}}$	8	$l_{(2)2} \geq B_1 + b_1 + b_k + b_{б.ч} - l_p$
7	$l_{(2)1} > \sqrt{(0,5D_{e2} + 3 + M)^2 - (a_w - l)^2} - l_p; l = 0,5d_{(2)} \cdot \sin(\arccos(2B_2 / d_{(2)})); l_p = \sqrt{((D_{e2} + D_{i2})^2 / 16) - a_w^2}$		
9	$d_{(2)} \geq \sqrt{4F_{a1} / \pi[\sigma_{см}] + D_{2.1}^2}; D_{2.1} = d_{a1} + 2 \cdot 3$	10	$b_{б.ч} = F_{a1} / [\tau_{ср}] \cdot \pi \cdot d_{y.n}$
11	$b_{кол}(b_{б.ч}) = F_{a1} / [\tau_{ср}] \cdot \pi \cdot D_{(2)}$	12	$D_{ср} \leq D_{озу} - D_{зв} - (10...15)$
13	$m \leq \min\{4,5(D_{ср} - (0,09...0,11D_{ср}) - D_{пер}); 4,5(D_{ср} - 2b_{ср} - D_{пер})\}; b_{ср} \geq 0,5 \left( D_{ср} - \sqrt{D_{ср}^2 - \frac{8R_{(4)}}{[\tau_{ср}]}} \right)$		
14	$B_{(4)} \geq \sqrt{F_{r2}^2 + F_{t2}^2} / (\pi \cdot D_{ср} [p] \Delta_s)$	15	$D_{(6)} \geq \sqrt{4S_{(6)} \cdot \pi + (d_{пер} + \Delta_{32})^2}$
16	$D_{(5)} \geq \sqrt{4S_{(5)} \cdot \pi + (D_{ср} + \Delta_{32})^2}$	17	$S_{(6),(5)} = Z_{(6),(5)} / [p] \Delta_s$

Таблица 2. Параметры деталей и узлов редуктора

Параметр	Ед. изм.	Расшифровка обозначения
$d_{пер}$	мм	диаметр переходника
$D_{отв}$	мм	максимальный диаметр штока запорного узла арматуры
$d_{в.к}$	мм	диаметр винтов, крепящих крышку
$t_1$	мм	глубина шпоночного паза
$T_{2пик}$	Нм	пиковый вращающий момент на штоке запорного узла
$L_{отв}$	мм	длина шпоночного соединения редуктора со штоком крана
$\sigma_m$	МПа	предел текучести
$B_{отв}$	мм	длина стенки квадрата
$d_{a1}$	мм	наружный диаметр спироидного червяка
$i$	мм	передаточное отношение, оговоренное в ТЗ
$a_w$	мм	межосевое расстояние
$З$	мм	зазор между корпусом и другими деталями
$M_i$	мм	толщина стенки корпуса после механической обработки
$B_1$	мм	удаление витков червяка от оси колеса
$d_{(1)}$	мм	максимально возможный диаметр подшипниковой опоры «а»
$D_{i2}$	мм	внутренний диаметр спироидного колеса
$B_2$	мм	расстояние от оси вращения червяка до верхней плоскости колеса
$d_{(2)}$	мм	наружный диаметр упорного шарикового подшипника
$F$	Н	силы, возникающие при зацеплении
$[\sigma_{см}]$	МПа	допустимое напряжение смятия
$D_{2.1}$	мм	диаметр в горловине корпуса под червяк
$b_{б.к}$	мм	ширина упорного буртика корпуса
$[\tau_{ср}]$	МПа	допустимое напряжение среза
$b_{кол}(b_{б.ч})$	мм	ширина кольца (буртика червяка)
$D_{(2)}$	мм	диаметр подшипниковой шейки
$D_{e2}$	мм	внешний диаметр спироидного колеса
$l_{(2)}$	мм	минимальное расстояние от полюса зацепления до торца опоры «б»

Параметр	Ед. изм.	Расшифровка обозначения
$l_p$	мм	расстояние от оси колеса до полюса зацепления
$b_l$	мм	длина нарезанной части витков спироидного червяка
$b_k$	мм	ширина канавки у червяка для выхода шлифовального круга
$l_{(1)}$	мм	минимальное расстояние от полюса зацепления до торца опоры «а»
$B_1$	мм	удаление витков червяка от межосевой линии
$l_{ср}$	мм	минимальное расстояние от оси колеса до торца горловины
$d_{oc}(d_{фл})$	мм	диаметр винта, крепящего основание (фланца) к корпусу
$D_{ср}$	мм	диаметр ступицы спироидного колеса
$D_{озу}$	мм	диаметр расположения отверстий под запорный узел арматур
$D_{зв}$	мм	диаметр отверстий под запорный узел арматуры
$B_{(4)}$	мм	ширина радиального подшипника скольжения колеса
$[p]$	МПа	допустимое давление материала подшипника скольжения
$\Delta_s$	–	коэффициент, учитывающий, какой процент площади используется опорой при работе
$D_{(i)}$	мм	наружный диаметр $i$ -го упорного подшипника спироидного колеса
$S_i$	мм <sup>2</sup>	площадь $i$ -го упорного подшипника спироидного колеса
$Z_{(5)}R_{(4)}$	Н	реакция, воспринимаемая подшипниковой опорой
$\Delta_{32}$	–	зазор между подшипником и деталью
$m$	мм	модуль шлицевого соединения
$b_{ср}$	мм	ширина ступицы спироидного колеса
$H$	мм	ширина стенки корпуса под упор
$d_v$	мм	диаметр упора
$L_y$	мм	плечо приложения нагрузки на упор
$R_{сек}$	мм	радиус сектора
$\Phi_R$	град	угол положения центра радиуса сектора колеса

Таким образом, спектры  $i_{12}$  в четверть- и многооборотных редукторах ТПА оказываются различными. На рис. 4 показаны диапазоны изменения  $i_{12}$  для четверть- и многооборотных редукторов, построенные по данным их практического изготовления.

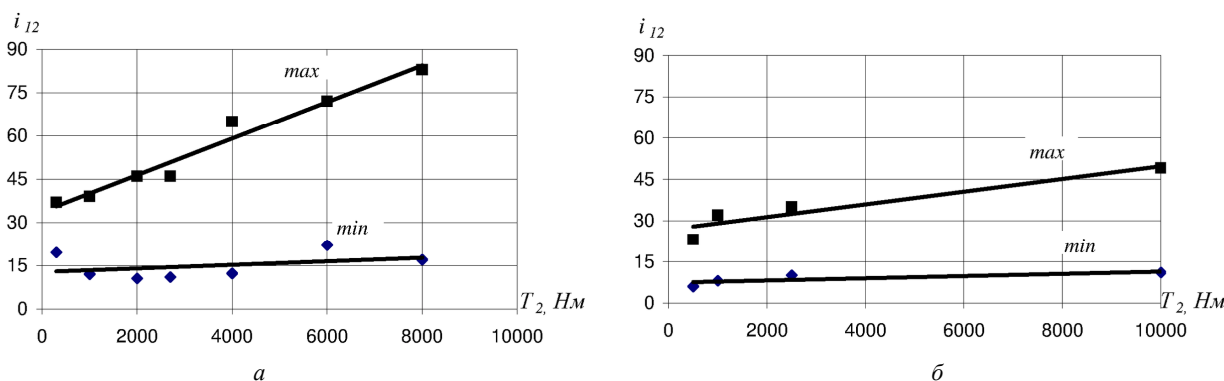


Рис. 4. График зависимости  $i_{12}$  от  $T_2$  для четверть- (а) и многооборотных (б) редукторов ТПА

Выбор габаритов передачи осуществляется с учетом описанных выше компоновочных ограничений, унификации заготовки колеса и/или червяка, а также технологических ограничений, в том числе применения существующей номенклатуры зуборезного инструмента – спироидных фрез (но и, в случае необходимости, не ограничиваясь ею), при условии технологической реализуемости станочной наладки зубофрезерования [10]).

При проектировании передачи на основе имеющихся фрез необходимо [11]:

1) варьировать параметрами червяка в рабочем зацеплении (осевой модуль  $m_{x1}$ , коэффициенты высоты головки  $h_{a1}^*$  и ножки витка  $h_{f1}^*$ , коэффициент толщины витка  $S_1^*$ , углы в нормальном сечении по левой/правой боковой поверхности витка  $\alpha_{nL/R1}$ ) с целью обеспечения жестко заданных соответствующих параметров фрезы. При этом, несмотря на возможное некоторое ухудшение эксплуатационных показателей передачи (до 5–7 %), выгода от применения существующего инструмента очевидна;

2) изменять межосевой угол в обработке  $\Sigma_0$  в станочном зацеплении. Степень изменения  $\Sigma_0$  в комплексе с  $m_{x1}$  дает разную степень локализации контакта; при этом в процессе синтеза локализованного контакта на поверхностях зубьев могут появиться такие дефекты, как подрезание, большой переходный участок, интерференция на переходном участке, мостовой контакт, поднутрение поверхности, которые необходимо избегать.

Подход к проектированию передачи с использованием существующих на производстве спироидных фрез позволит получить экономический эффект путем сокращения номенклатуры применяемого инструмента (до 5–7 раз). При этом для предварительного расчета параметров передачи можно воспользоваться рекомендациями, изложенными в работе [12].

Итак, проблема выбора необходимого диапазона передаточных отношений решается с точки зрения учета комплекса факторов: максимизации КПД, минимизации размеров (себестоимости), обеспечения самоторможения, разбивки передаточных отношений для многоступенчатых редукторов, технологических возможностей.

Последним шагом данного этапа является анализ нагруженного контакта с учетом влияния технологических погрешностей (их предварительной оценки).

3. *Проектирование узла червяка.* Выполняются проектировочный и проверочный расчеты прочности вала червяка и его опор по известным методикам [13], адаптированным к описываемым задачам [14, 15], с учетом таких геометрических ограничений, как обеспечение требуемых расстояний (зазор  $S$  и толщина стенки корпуса  $M$ ) между нарезанной частью червяка и диаметром ступицы переходника по (4), между опорой 7 и колесом по (5а), между опорой 7 и переходником по (5б), опоры 9 и наружным диаметром основания по (6) и колеса по (7) и (8), требуемой прочности корпуса и червяка под опору 9 по (9), (10) и (11), а также с учетом дефицитности и стоимости подшипников качения.

4. *Вычисление параметров конструктивных элементов узла спироидного колеса.* Осуществляется согласно известным подходам [16]. Учитываются ограничения по диаметральным по (12) и осевым по (14) размерам ступицы колеса, размерам шлицевого соединения по (13) и диаметрам подшипников 12 и 13 по (15) и (16).

5. *Расчет конфигурации сектора спироидного колеса.* Здесь осуществляется расчет величины радиуса  $R$  границ сектора колеса (рис. 3), взаимодействующих с торцами упоров «ОТКР» и «ЗАКР». Учитываются требования к диапазонам регулировки углов поворота колеса в положении «ЗАКР» от  $-5\oplus$  до  $+10\oplus$  и «ОТКР» от  $-20\oplus$  до  $+5\oplus$ , отсутствия внедрения боковых поверхностей упоров в тело колеса при углах « $-5\oplus$ » и « $+5\oplus$ », а также исключения выхода из зацепления червяка с колесом при углах « $+10\oplus$ » и « $-20\oplus$ ».

6. *Прочностной расчет корпусных деталей с помощью метода конечных элементов [17].* Согласно практике проектирования достижение на этом этапе

требуемой прочности слабых участков корпуса обеспечивается подбором геометрических параметров самого корпуса и не требует возвращения на более ранние этапы проектирования.

7. *Проверочный расчет качества нагруженного контакта реального спироидного зацепления.* Здесь осуществляется окончательная оценка качества контакта (LoadTCA) с учетом погрешностей изготовления и монтажа звеньев передачи, а также податливости элементов конструкции – тела червяка, подшипниковых опор, корпуса. При необходимости осуществляется возврат на этап синтеза станочного зацепления с целью внесения корректировок в модификацию боковых поверхностей, обеспечивающих требуемое положение суммарного пятна контакта.

#### Заключение

Изложенная последовательность проектирования обобщает опыт проектирования, исследования и эксплуатации редукторов, накопленный в Институте механики ИжГТУ. Ее применение позволило сократить время эскизного проектирования редукторов 3-го поколения на 50–70 %. С применением приведенной последовательности были спроектированы пять типоразмеров редукторов ( $T_2 = 300; 1000; 2000; 4000; 8000$  Нм), отличающихся от предыдущего поколения сравнительно малыми габаритными размерами (снижение массы на 5–15 %), высокими запасами прочности (не менее, чем 2-кратными в сравнении с 1,5-кратными редукторов 2-го поколения) и повышенной технологичностью (следствие – снижения трудоемкости изготовления на 10–30 %). Подход к проектированию передачи на основе существующего зуборезного инструмента дает возможность сократить номенклатуру спироидных фрез в несколько раз.

#### Библиографические ссылки

1. Спироидные редукторы трубопроводной арматуры / В. И. Гольдфарб, Д. В. Главатских, Е. С. Трубачев и др. – М. : Вече, 2011. – 222 с.

2. Кузнецов А. С., Лукин Е. В., Иванов Д. Е. Особенности проектирования специальных редукторов трубопроводной арматуры // Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения : сб. докл. науч.-техн. конф. с междунар. участием / под ред. В. И. Гольдфарба (Ижевск, 3–5 дек. 2008 г.). – Ижевск, 2008. – С. 245–256.

3. Кузнецов А. С., Лукин Е. В. К вопросу оптимизации проектирования спироидных редукторов трубопроводной арматуры // Интеллектуал. системы в пр-ве. – 2011. – № 2. – С. 121–126.

4. Спироидные редукторы трубопроводной арматуры / В. И. Гольдфарб, Д. В. Главатских, Е. С. Трубачев и др. – М. : Вече, 2011. – 222 с.

5. Иванов М. Н., Финагенов В. А. Детали машин : учеб. пособие для машиностроит. специальностей вузов. – 11-е изд., перераб. – М. : Высш. шк., 2007. – 408 с.

6. Спироидные редукторы трубопроводной арматуры / В. И. Гольдфарб, Д. В. Главатских, Е. С. Трубачев и др. – М. : Вече, 2011. – 222 с.

7. Кузнецов А. С., Лукин Е. В., Иванов Д. Е. Особенности проектирования специальных редукторов трубопроводной арматуры // Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения : сб. докл. науч.-техн. конф. с междунар. участием. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2008. – С. 245–256.

8. Спироидные редукторы трубопроводной арматуры / В. И. Гольдфарб, Д. В. Главатских, Е. С. Трубачев и др. – М. : Вече, 2011. – 222 с.

9. Савельева Т. В. Особенности проектирования спироидной передачи на основе унифицированного зуборезного инструмента // Интеллектуал. системы в пр-ве. – 2012. – № 2. – С. 56–59.

10. Там же.

11. Там же.

12. Там же.

13. Иванов М. Н., Финагенов В. А. Детали машин.

14. Спироидные редукторы трубопроводной арматуры.

15. Кузнецов А. С., Лукин Е. В., Иванов Д. Е. Особенности проектирования специальных редукторов трубопроводной арматуры.

16. Иванов М. Н., Финагенов В. А. Детали машин.

17. Кузнецов А. С., Иванов Д. Е. Особенности прочностных расчетов корпусных деталей спироидных редукторов трубопроводной арматуры // Интеллектуал. системы в пр-ве. – 2011. – № 2. – С. 126–135.

\*\*\*

A. S. Kuznetsov, PhD in Engineering, Ass. Prof., Kalashnikov Izhevsk State Technical University

E. V. Lukin, PhD in Engineering, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

A. M. Sannikov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

T. V. Savelyeva, Design Engineer, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

#### Problems and methods of designing the modern spiroid gearboxes of pipeline valves

*The sequence of spiroid gearboxes design which allows developing a rational gearbox construction by minimum number of iterations is considered. It takes into account peculiarities of the constructions and specific conditions of the gearboxes operation.*

**Keywords:** design, construction work, spiroid gearbox

Получено: 05.05.14