

УДК 621.833.3

*А. А. Корнилов, аспирант**Д. Е. Иванов, аспирант*

Ижевский государственный технический университет

## НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ И РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНОК ПРОЧНОСТИ СЛОЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ ТПА

*Описываются применяемые в Институте механики ИжГТУ методы и алгоритмы прочностных оценок сложных деталей редукторов ТПА. Приводится результат экспериментальной и расчетной оценки прочности корпусных деталей и элементов спироидного зацепления.*

**Ключевые слова:** спироидные редукторы, прочность

Обеспечение и оценка прочности элементов конструкции высоконагруженных и ответственных узлов трубопроводной арматуры (ТПА) являются важнейшими вопросами проектирования [1]. Это важно и для спироидных редукторов ТПА из-за высокой нагруженности практически всех элементов конструкции [2]. Оценка прочности и жесткости зацепляющихся зубьев (зубьев колес и витков червяков) и корпусных деталей редукторов с помощью инженерных методик затруднительна, что определяет актуальность численного моделирования, позволяющего определить расчетные напряжения, и практического исследования, позволяющего определить допустимые величины напряжений. В статье рассмотрены некоторые результаты расчетной и экспериментальной оценки прочности корпусов и элементов передач спироидных редукторов.

### **Расчетно-экспериментальная оценка прочности корпусных деталей**

Одной из технических характеристик редуктора ТПА является допустимый статический перегрузочный (предельный) вращающий момент, превосходящий допустимый действующий при работе редуктора момент обычно не менее чем в два раза. Оценка прочности корпуса редуктора производится исходя из величины предельного вращающего момента.

В качестве инструмента оценки прочности корпусов спироидных редукторов был выбран программный комплекс ANSYS. Процесс моделирования НДС корпуса выглядит следующим образом. Моделью является сборка из корпуса, основания и входного фланца. Между деталями сборки устанавливаются условия контакта типа Surface to Surface с запретом взаимного проникновения. Моделируются болтовые крепления между корпусом и фланцем, а также между корпусом и основанием. На рассчитываемую сборку накладываются ограничения перемещения по отверстиям основания, которые служат для закрепления редуктора на арматуре. Прикладываются усилия, действующие на сборку со стороны червяка, колеса и привода. Создается конечно-элементная сетка модели и производится расчет. Схема нагружения и закрепления корпусных деталей показана на рис. 1.

Результатом численного моделирования является картина распределения напряжений в корпусе (рис. 2), на основе которой можно выявить слабые места в конструкции для дальнейшего изменения модели с целью устранения последних,

а также установить, какой запас прочности имеет данная конструкция при заданных нагрузках в передаче. Так, выяснилось, что характерным «слабым» местом корпусов спироидных редукторов является область горловины червяка. На это указывают не только результаты численного моделирования, но и практика испытаний спироидных редукторов (рис. 3).

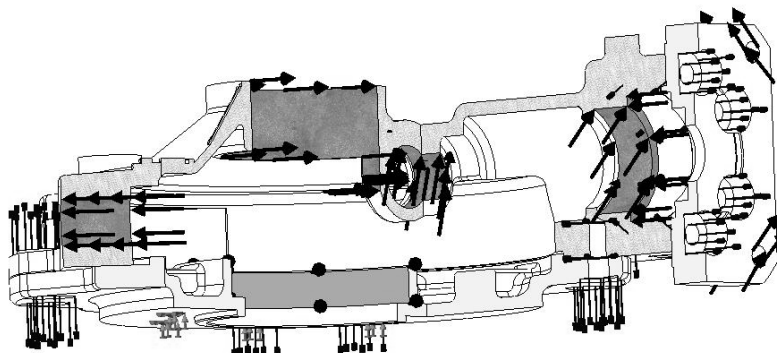


Рис. 1. Схема нагружения расчетной модели



Рис. 2. Распределение напряжений



Рис. 3. Поломка корпусов

### Расчетно-экспериментальная оценка прочности спироидной передачи

Заметим сначала, что решаемая задача сильно осложнена многопарностью зацепления спироидных передач (обычно не менее 4-5 пар «зуб – виток» в контакте). На первом этапе исследования, чтобы исключить влияние неравномерного распределения нагрузки между парами, мы провели испытания однопарного зацепления, что обеспечивается удалением части зубьев венца колеса и (или) нарезанной части червяка. На втором этапе, располагая данными исследования прочности однопарного зацепления и зная распределение нагрузки [3], можно делать вывод о прочности передачи в целом.

Испытания прочности зубьев проводились по двум основным схемам: испытания на статическую и малоцикловую усталостную прочность.

#### Испытания на статическую прочность

Испытания на статическую прочность проводились путем приложения нагрузки к колесу передачи при фиксированном червяке. При разрушении зубьев колес

единственный зуб (остальные зубья сфрезерованы) находился в контакте с парой витков. Аналогично поступали при разрушении витка червяка. В силу асимметричности спироидной передачи (различные углы профиля для разноименных боковых поверхностей зубьев, арочная форма зубьев) зубья подвергали разрушению, прикладывая вращающие моменты в каждом из двух направлений.

Объектом исследований была типовая спироидная передача редуктора РЗА-С-1600, содержащая следующие основные параметры:

- межосевое расстояние  $a_w = 60$  мм;
- межосевой угол  $\Sigma = 90^\circ$ ;
- число заходов червяка  $z_1 = 2$ ;
- число зубьев спироидного колеса  $z_2 = 48$ ;
- внутренний диаметр спироидного колеса  $d_i = 150$  мм;
- наружный диаметр спироидного колеса  $d_e = 200$  мм;
- осевой червяка  $m_x^0 = 2,762$  мм;
- углы правого и левого профилей витка червяка в нормальном сечении  $\alpha_R^{(n)} = 8,64^\circ$  и  $\alpha_L^{(n)} = 29,55^\circ$ ;
- наружный диаметр спироидного червяка (червячная фреза)  $d_a = 42$  мм.

Результатами исследований явились значения нагрузки, приведшие к поломке зубьев или витков при статическом их нагружении по одной из боковых поверхностей. В табл. 1 приведены средние значения этих нагрузок.

Таблица 1. Результаты испытаний на статическую прочность

| Нагружаемая боковая поверхность  | Нагрузка разрушения, Н · м |
|----------------------------------|----------------------------|
| Правая боковая поверхность зуба  | 3700                       |
| Левая боковая поверхность зуба   | 4423                       |
| Правая боковая поверхность витка | 2000                       |
| Левая боковая поверхность витка  | 2700                       |

### Испытания на малоцикловую усталостную прочность

Испытания на малоцикловую прочность проводились путем оценки количества циклов реверсивного нагружения передачи определенным моментом до поломки зуба или витка. Объектом исследований была та же передача, которая применялась при исследованиях на статическую прочность. Результаты испытаний отражены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты испытания на малоцикловую прочность

| Зубья                       |                                      | Витки                       |                                      |
|-----------------------------|--------------------------------------|-----------------------------|--------------------------------------|
| Приложенная нагрузка, Н · м | Среднее количество циклов нагружения | Приложенная нагрузка, Н · м | Среднее количество циклов нагружения |
| 2000                        | 2300                                 | 2000                        | 7                                    |
| 1650                        | 3598                                 | 1500                        | 615                                  |
| 1500                        | 7466                                 | 1000                        | 2240                                 |
|                             |                                      | 500                         | 130 890                              |

### Определение значений эквивалентных напряжения в основаниях зубьев и витков

Для определения значения напряжений, приведших к поломкам, было произведено моделирование нагружения элементов зацепления в программном комплексе ANSYS. Модели зуба и витка располагались на упругом основании. Сопряжение взаимодействующих поверхностей задавалось по типу Surface to Surface, при котором размеры площадки контакта уточняются в ходе расчета. Были заданы свойства материала деталей: для зуба и витка – цементируемая сталь с модулем упругости  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Па. Далее была указана схема закрепления и нагружения, определено положение площадок контакта и распределение нагрузки (рис. 4).

Далее производился расчет методом конечных элементов, в результате которого были получены величины эквивалентных напряжений в основаниях зуба и витка, возникающих при моделировании нагружения по разноименным боковым поверхностям. Значения нагрузки задавались в соответствии с экспериментальными исследованиями усталостной прочности. Пример визуализации расчетов приведен на рис. 5.

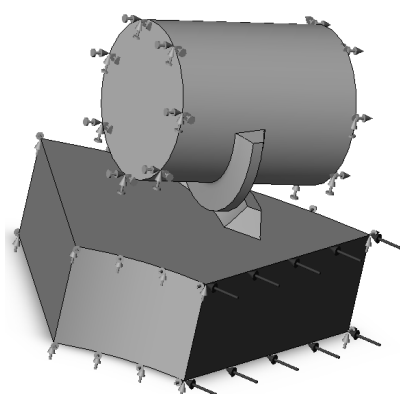


Рис. 4. Схема сопряжения нагружения и закрепления

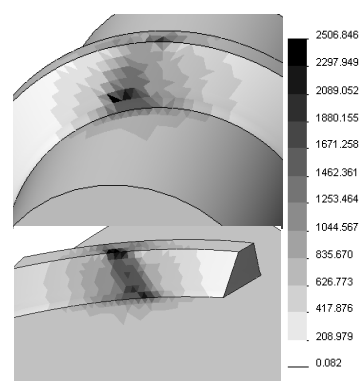


Рис. 5. Результат работы программы

### Результаты расчетной оценки статической прочности

В табл. 3 приводятся значения эквивалентных напряжений, возникающих в основаниях зубьев и витков, при проведении испытаний на статическую прочность.

Таблица 4. Значения эквивалентных напряжений в основаниях зубьев

| Нагружаемая боковая поверхность  | Нагрузка разрушения, Н · м | Эквивалентные напряжения в основаниях зубьев, МПа |
|----------------------------------|----------------------------|---------------------------------------------------|
| Правая боковая поверхность зуба  | 3700                       | 2420                                              |
| Левая боковая поверхность зуба   | 4423                       | 2406                                              |
| Правая боковая поверхность витка | 2000                       | 2337                                              |
| Левая боковая поверхность витка  | 2700                       | 2352                                              |

### Результаты расчетной оценки малоцикловой усталостной прочности спироидных зубьев и витков

Моделирование нагружения витка червяка по разноименным поверхностям происходило на уровнях нагрузки 2000, 1500, 1000 и 500 Н · м. Моделирование нагружения зуба колеса – на уровнях нагрузки 2000, 1650, 1500 Н · м. По результатам экспериментальных и расчетных исследований можно составить приближенные зависимости ресурса (количество циклов, которое выдерживает зуб или виток до его разрушения) от возникающих в основании зуба или витка эквивалентных напряжений (рис. 6, 7):

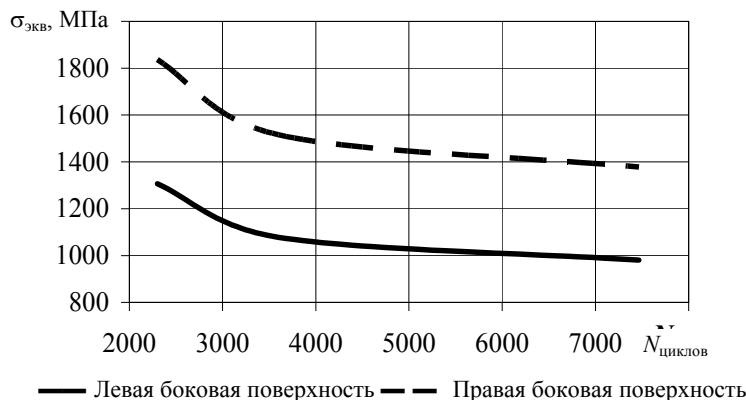


Рис. 6. Зависимость усталостного ресурса от величины эквивалентных напряжений при нагружении зуба колеса

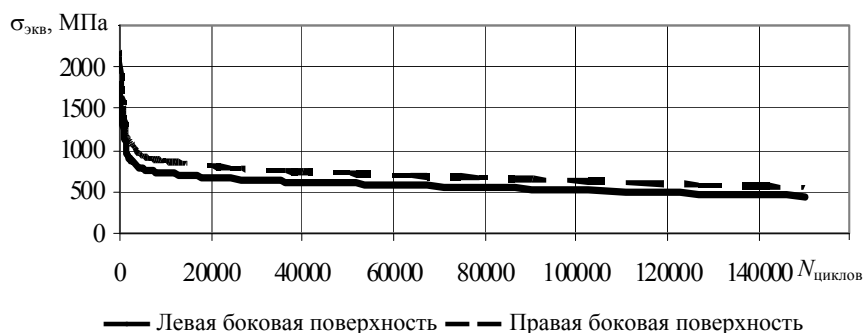


Рис. 7. Зависимость усталостного ресурса от величины эквивалентных напряжений при нагружении витка червяка

Анализ полученных результатов расчетной и экспериментальной оценок прочности спироидных зубьев и витков дает возможность сделать следующие выводы:

1. Зубья спироидного колеса обладают большей усталостной и статической прочностью, чем витки спироидного червяка.

2. Зубья и витки при нагружении по правой боковой поверхности способны выдержать меньшую статическую нагрузку, т. к. величины изгибных напряжений, возникающих в их основаниях, значительно выше, чем при нагружении по левой боковой поверхности.

3. Усталостный излом происходит, как правило, при нагружении по правой боковой поверхности.

4. Прочность спироидной передачи в целом определяется прочностью витков при их нагружении по правой боковой поверхности.

#### Библиографические ссылки

1. Гольдфарб В. И. Создание высокоэффективных редукторов приводов трубопроводной арматуры / В. И. Гольдфарб, Е. С. Трубачев // Трубопроводная арматура XXI века : материалы 1-й Междунар. конф. – Курган, 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 (64). – С. 52–57.
3. Кузнецов А. С. Теоретическое и экспериментальное исследование статической нагруженности спироидной передачи : дис. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 2005. – 186 с.

\*\*\*

A. A. Kornilov, Postgraduate Student, Izhevsk State Technical University

D. E. Ivanov, Postgraduate Student, Izhevsk State Technical University

#### Some Results of Experimental and Calculation Evaluation of Complicated Parts Strength of Pipeline Valve Spiroid Gear Boxes

*Methods and algorithms of strength evaluation of pipeline valve drives complicated elements, which are used in the Institute of Mechanics, IzhSTU, are described. Results of experimental and calculation evaluation of case-shaped parts and spiroid gear elements are given.*

**Key words:** spiroid gearboxes, strength

Получено: 02.11.11

УДК 621.833

A. С. Кузнецов, кандидат технических наук

Д. Е. Иванов, аспирант

Ижевский государственный технический университет

#### ОСОБЕННОСТИ ПРОЧНОСТНЫХ РАСЧЕТОВ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ СПИРОИДНЫХ РЕДУКТОРОВ ЗАПОРНОЙ АРМАТУРЫ

*Описывается методика оценки нагруженно-деформированного состояния корпусных деталей редукторов трубопроводной арматуры. Приводится анализ различных подходов к формированию расчетной схемы при моделировании нагружения корпуса спироидного редуктора.*

**Ключевые слова:** корпусные детали, спироидные редукторы, прочность

Как известно, наряду с инженерными методиками в процессе проектирования изделий машиностроения, в том числе спироидных редукторов, используются численные методы, в частности, для прочностного расчета корпусных деталей применяется метод конечных элементов [1, 2, 3, 4]. Применение МКЭ обусловлено отсутствием аналитических зависимостей для расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) корпуса в силу его сложной конфигурации (рис. 1).