

Заключение

Применение описанной методологии позволяет получить не только технологический (унификация фрез), но и экономический (снижение затрат на производство и эксплуатацию инструмента) эффект, как для редукторов ТПА, так и для общемашиностроительных редукторов. Обозначенный подход также может быть использован при проектировании червячных передач.

Библиографические ссылки

1. Трубачев Е. С., Савельева Т. В. Постановка задачи о разработке типоразмерного ряда однозаходных спироид-

ных фрез // Теория и практика зубчатых передач : сб. докл. науч.-техн. конф. с междунар. участием / Ассоциация инженеров механических трансмиссий и приводов (Россия). – Ижевск, 2004. – С. 202–207.

2. Goldfarb V. I., Trubachev E. S., Savelyeva T. V. Unification of the hobs in spiroid gears // International Conference on Gears. Europe invites the World. September 14th to 16th, 2005. – Garching near Munich, Germany, 2005. – P. 1755–1759.

3. Трубачев Е. С., Савельева Т. В. Оптимизационная задача при автоматизированном проектировании спироидных передач на базе однозаходных унифицированных фрез // Информационная математика. – 2005. – № 1(5). – С. 121–130.

4. Спироидные редукторы трубопроводной арматуры / В. И. Гольдфарб [и др.]. – М. : Вече, 2011. – 222 с.

T. V. Savelyeva, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Experience of Spiroid Hobs' Unification at Gear Design of Gearboxes for Pipeline Valves

The questions of spiroid gear design on the basis of unified tools are considered for gearboxes of pipeline valves. The peculiarities and restrictions of gear design are described. Recommendations are given for assigning the parameters of gears and machine-tool engagements.

Key words: spiroid gear, design, unification of spiroid hobs, gearboxes for pipeline valves.

УДК 621.833.3

А. С. Кузнецов, кандидат технических наук, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

А. А. Корнилов, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ОБ УЧЕТЕ НЕОБРАТИМЫХ ИЗМЕНЕНИЙ КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ НИЗКОСКОРОСТНЫХ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ РЕДУКТОРОВ

Рассматриваются основные группы необратимых изменений контактных поверхностей тяжело нагруженной спироидной передачи. Рассматривается концепция модели, позволяющей производить оценку данных изменений в итерационном алгоритме расчета НДС передачи и учитывать их влияние на качество и эволюцию передачи на этапе проектирования ее параметров. Раскрываются основные направления исследования с целью совершенствования модели необратимых изменений контактных поверхностей.

Ключевые слова: спироидная передача, прочность.

Оценка прочности нагруженных элементов конструкции, выполняемая для сложных объектов путем численного моделирования напряженно-деформированного состояния (НДС), во многих конструкторских разработках имеет перво-степенное значение. Особенную важность и сложность данный вопрос приобретает для тяжело нагруженных передач приводов трубопроводной арматуры (ТПА) [1, 2, 3]. Сложность здесь обусловлена как геометрическими особенностями объекта исследования (пространственный характер зацепления, многопарность контакта), так и высокой степенью его нагруженности. К примеру, уровень контактных напряжений даже без учета их неравномерного распределения составляет не менее 1000...2000 МПа. Уже только это дает основания предполагать, что наряду с упругими деформациями в нагруженной передаче вполне вероятны и необратимые изменения

геометрии контактирующих зубьев (несколько забегаая вперед, отметим, что эти предположения вполне согласуются с практикой). Эти изменения определяют степень концентрации нагрузки между контактирующими парами зубьев и внутри каждой пары, как следствие, – прочность и нагрузочную способность передачи.

В опубликованных к настоящему времени работах [4] вопрос учета необратимых изменений геометрии зубьев в спироидных передачах практически не освещен. Можно лишь указать на работы в этой области, посвященные исследованиям передач других типов [5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 и др.]. В настоящей работе, являющейся по сути постановочной для обозначенной проблемы, рассматриваются особенности ее решения с учетом характера исследуемого объекта и выбранной модели для оценки его НДС, дана краткая характеристика задач, которые необходимо решить.

Некоторые наблюдения из практики испытаний

К первой группе необратимых изменений контактных поверхностей относится смятие микронеровностей на поверхности спироидных зубьев и витков (рис. 1). Данные явления заметно проявляются уже на первых циклах нагружения (один цикл равен одному закрытию и одному открытию рабочего органа запорной арматуры). Практически окончательно микрогеометрия контактирующих зубьев формируется не позднее пятисот циклов нагружения (рис. 2). Более заметны подобные изменения на контактных поверхностях зубьев колеса в силу отсутствия у них финишной обработки и в силу этого большей высоты неровностей, в частности огранки зубьев. На вершинах последней и происходит первоначальный контакт с высоким уровнем контактных напряжений, который после смятия вершин неровностей и их изнашивания уже на первых десятках циклов нагружения колес распространяется на большую площадь. Таким образом, степень нагруженности пар зубьев

и отдельных участков контактных поверхностей внутри каждой из пар даже в начальный период работы исследуемых передач зависит от эволюции неровностей контактных поверхностей.

Необратимые изменения второй группы, обусловленные изнашиванием и пластическим деформированием последних, захватывают сравнительно большие их участки. На практике их можно заметить на торцовых и вершинных кромках зубьев в виде небольших гребешков-наплывов (пластические деформации больших участков) и небольших ступенек изнашивания у оснований зубьев. Эти изменения также, появляясь уже на первых циклах нагружения, приобретают практически устоявшийся вид на первых сотнях циклов. Износ и накопленные деформации контактных поверхностей также существенно влияют на характер распределения нагрузки. Например, на рис. 3 приведены фотографии состояния левой и правой боковых поверхностей зубьев спироидного колеса (того же, что и на рис. 1 и 2) после 5000 циклов нагружения номинальной нагрузкой.

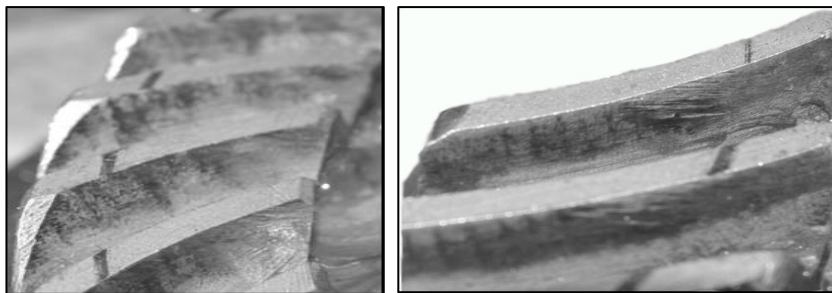


Рис. 1. Поверхности зуба спироидного колеса после 20 циклов нагружения

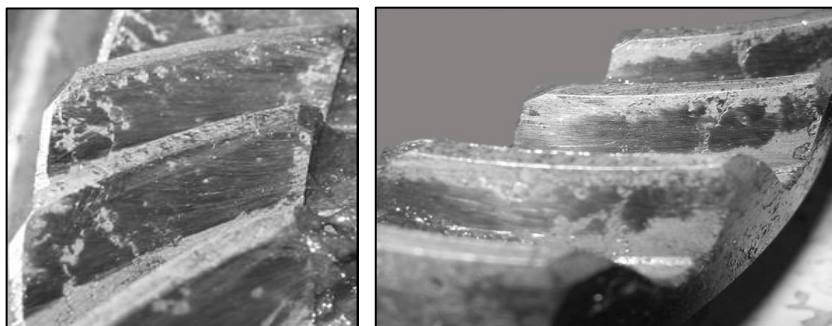


Рис. 2. Поверхности зуба спироидного колеса после 500 циклов нагружения

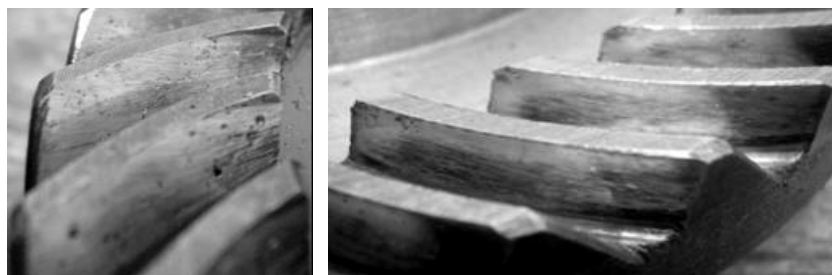


Рис. 3. Поверхности зуба спироидного колеса после 5000 циклов нагружения

Большой объем экспериментальных исследований показывает, что максимальным деформациям контактные поверхности спироидной передачи

подвержены на первых (обычно первых) сотнях циклов эксплуатации, далее начинает преобладать износ.

Применяемая модель для оценки НДС спиройдной передачи

Учет таких явлений при проектировании передачи решающим образом зависит от модели, применяемой для оценки НДС. Прежде всего заметим, что любая нагруженная зубчатая передача является многократно статически неопределимой системой с односторонними связями [12]. В дискретизированном представлении этой системы для ячеек боковых поверхностей зубьев, участвующих в передаче нагрузки, должны выполняться следующие условия:

$$\begin{cases} \sum_D F_{k'm'} v_{kmk'm'} + S_{0km} - \Delta_{\varphi 2km} = 0, \\ \sum_D F_{k'm'} \tilde{r}_{k'm'} - T_2 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где S_{0km} – исходный (до приложения нагрузки) зазор между km -ми ячейками поверхностей; $v_{kmk'm'}$ – значение функции влияния, определяющее перемещение в km -х ячейках поверхностей при приложении единичной нагрузки в $k'm'$ -х ячейках; $\Delta_{\varphi 2km}$ – относительное перемещение km -х ячеек в результате сближения звеньев при нагружении передачи, $\tilde{r}_{k'm'}$ – плечо действия силы $F_{k'm'}$, приложенной в $k'm'$ -м узле относительно оси колеса.

Ячейки, в которых прикладываются усилия, перед расчетом не известны, соответственно, не известны ни число уравнений системы (1), ни их конкретный вид. Поэтому получили развитие итерационные алгоритмы расчета [13, 14, 15, 16 и др.], в которых последовательно уточняются: сближение звеньев, область контакта, величины дискретно приложенных сил. При этом в упругой постановке последние линейно влияют на перемещения точек зубьев (через коэффициенты $v_{kmk'm'}$). Ясно, что при решении задачи с учетом необратимых изменений зубьев линейность неизбежно нарушается. При этом указанные изменения необходимо разделить на две группы:

– группа 1 – изменения, происходящие главным образом за короткий промежуток времени (в течение буквально первых циклов нагружения), – пластические деформации зубьев в целом и вершин неровностей на них;

– группа 2 – изменения, накапливающиеся в ходе эксплуатации передачи, – изнашивание зубьев.

Отметим, что пластические деформации, строго говоря, также могут накапливаться в течение длительной эксплуатации передачи, – хотя бы в том случае, когда при любом выравнивании напряжений в контакте последние остаются за пределами упругости (передача заведомо перегружена). Однако далее ограничимся случаем, когда этого нет: при длительной работе правильно спроектированной передачи пластические деформации не накапливаются.

Характер учета изменений групп 1 и 2 должен быть разным. Так для учета изменений группы 2 необходимо рассматривать ряд дискретных состояний передачи, характеризуемых так называемым «шагом износа» – задаваемым в расчете количеством циклов

нагружения, в течение которого геометрия поверхностей остается неизменной [5, 6]. На основании результатов расчета такого состояния (величин дискретно приложенных сил и длительности нахождения соответствующих ячеек в нагруженном контакте) ячейкам поверхностей придают смещение, моделирующее износ. При таком построении процесса расчета появляется возможность оценить распределение нагрузки и прочность зубьев на любой стадии эксплуатации передачи.

Такой же путь для учета изменений группы 1 представляется избыточно затратным. Их можно внести в расчет системы (1) по мере появления в ходе итераций таких ячеек, в которых напряжения превысили заданную наперед величину $[\sigma_{пл}]$. Однако пока итерации не закончены, величины дискретно приложенных сил еще не найдены с достаточной точностью. Можно предложить критерий наступления в ходе итераций состояния расчета, при котором допустимо считать, что имеются ячейки, требующие внесения смещений, отражающих пластическое деформирование: в таких ячейках величина относительного превышения расчетного напряжения $\Delta\sigma_{пл}$, определенного в ходе расчета на текущей итерации, заведомо больше величины относительного уточнения силы, дискретно приложенной в этой же ячейке, по сравнению с предыдущей итерацией.

Отметим также, что затронутый вопрос есть во многом вопрос отладки алгоритма [14, 17], краткое изложение которого выглядит следующим образом. Сначала задается величина первоначального сближения звеньев. В результате этого образуется область с внедрением зубьев и витков друг в друга. В указанной области определяется нулевое приближение дискретно приложенных сил с учетом условия равновесия сил пропорционально образовавшимся внедрениям. Далее определяются перемещения точек в результате приложения сил и соответствующие невязки уравнений системы (1). Определяется средняя величина невязок в области внедрения, на это значение корректируется величина сближения звеньев, вновь корректируется область внедрения, вносятся поправки к значениям дискретно приложенных сил для следующей итерации, и вновь происходит корректировка области внедрения. Затем вновь определяются перемещения точек (сближение звеньев) под действием сил, производится корректировка сил, и действия повторяются до тех пор, пока значение средней невязки не достигает условного критерия. Пройдя данный алгоритм 3-4 раза (уточняя его и избегая, таким образом, сильной расходимости системы), можно приступить к внесению в расчетную схему решения упругой задачи оценки НДС поправок, связанных с эволюцией контактных поверхностей (неупругих изменений).

Основные направления исследования и моделирования необратимых изменений контактных поверхностей в спиройдных передачах

Все сказанное выше определяет основные направления исследования влияния необратимых изменений контактных поверхностей на НДС передачи:

1. Экспериментальная оценка необратимых изменений контактных поверхностей зубьев спироидных передач. Все сводится к проведению комплекса испытаний, направленного на установление соответствующих эмпирических закономерностей, состоящего:

– из оценки первоначального состояния контактных поверхностей спироидного зацепления (измерения геометрии зубьев, оценка первичных пятен контакта, оценка шероховатости, оценка погрешностей изготовления и монтажа);

– проведения циклического нагружения на нескольких этапах на испытательном оборудовании, обеспечивающем нагружение в режимах, соответствующих реальным условиям работы передачи;

– оценки текущего состояния (после каждого этапа нагружения) контактных поверхностей спироидного зацепления (измерения геометрии зубьев, оценка пятен контакта, оценка шероховатости);

– составления отдельных эмпирических математических моделей изменения шероховатости, микрогеометрии (деформирование боковых поверхностей в зоне контакта), модели износа;

– объединения указанных выше моделей в одну эмпирическую модель необратимых изменений (эволюции) контактных поверхностей.

2. Проведение численного эксперимента по моделированию НДС спироидной передачи в условиях изменяющихся контактных поверхностей при помощи метода конечных элементов, включающего в себя следующие этапы:

– моделирование схемы циклического нагружения в условиях, совпадающих с условиями нагружения при проведении экспериментальных исследований;

– оценка НДС в условиях, допускающих только деформирование микронеровностей;

– оценка НДС в условиях, допускающих только микродеформирование контактных поверхностей;

– оценка НДС в условиях, допускающих только изнашивание контактных поверхностей;

– оценка НДС в условиях изменения контактных поверхностей в целом.

3. Третий этап заключается в комплексном анализе результатов численных и эмпирических экспериментов с целью их последующего внедрения в итерационный алгоритм моделирования НДС спироидного зацепления.

4. Завершающий этап заключается в проверке адекватности модели учета пластической составляющей контактных деформаций при оценке прочности звеньев спироидной передачи. Для решения этой задачи потребуется изготовление ряда спироидных передач, проведение экспериментального исследования их прочности и сопоставление с результата-

ми этих исследований результатов, полученных расчетным путем согласно предложенной методике.

Библиографические ссылки

1. Гольдфарб В. И., Трубочев Е. С. Создание высокоэффективных редукторов приводов трубопроводной арматуры // Материалы 1-й Междунар. конф. «Трубопроводная арматура XXI века». – Курган, 2008. – С. 68–76.

2. Спироидные редукторы трубопроводной арматуры / В. И. Гольдфарб [и др.]. – М.: Вече, 2011.

3. Гольдфарб В. И., Трубочев Е. С. Что делать и чего не делать при выборе и проектировании редукторов ТПА // Арматуростроение. – 2010. – № 1(64). – С. 52–57.

4. Анферов В. Н. Создание приводов подъемно-транспортных машин на основе спироидных передач : дис. ... д-ра техн. наук. – Новосибирск, 2002. – 263 с.

5. Вяткин А. И. Разработка и анализ расчетно-экспериментальной эволюционной модели износа глобоидного зацепления : дис. ... канд. техн. наук. – Курган, 1997. – 220 с.

6. Гуляев К. И., Егоров И. М. Исследование математической модели изнашивающегося зубчатого зацепления // Автоматизированное проектирование элементов трансмиссий : тез. докл. науч.-техн. семинара. – Ижевск, 1987. – С. 20–21.

7. Рециков В. Ф. Трение и износ тяжело нагруженных передач. – М.: Машиностроение, 1975. – 232 с.

8. Шульц В. В. Геометрическая оптимизация изнашивающихся кинематических пар : дис. ... д-ра техн. наук. – Л., 1978. – 314 с.

9. Hohn B.-R. Load capacity and efficiency of worm gears with cylindrical worms // International conference on gears. – Munich, 2005. – P. 3–20.

10. Moriwaki I. Finite element analysis of gear tooth stress with tooth flank elements // International conference on gears. – Munich, 2005. – P. 39–55.

11. Karthikeyan Marambedu. Microgeometry modifications for load distribution improvement and transmission error reduction of loaded straight bevel gears // International conference on gears. – Munich, 2005. – P. 1309–1320.

12. Заблонский К. И. Зубчатые передачи. Распределение нагрузки в зацеплении. – Киев: Техніка, 1977. – 208 с.

13. Бондаренко А. В. Статическая нагруженность глобоидного зацепления с учетом особенностей формообразования, погрешностей изготовления, монтажа и податливости элементов передачи : дис. ... канд. техн. наук. – Курган, 1987. – 353 с.

14. Трубочев Е. С. Основы анализа и синтеза зацепления реальных спироидных передач : дис. ... д-ра техн. наук. – Ижевск, 2004. – 29 с.

15. Шевелева Г. И. Решение контактной задачи методом последовательного нагружения // Известия вузов. – 1986. – № 9. – С. 10–15.

16. Шевелева Г. И. Численный метод решения контактной задачи при сжатии упругих тел // Машиноведение. – 1981. – № 5. – С. 90–94.

17. Кузнецов А. С. Теоретическое и экспериментальное исследование статической нагруженности спироидной передачи : дис. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 2005. – 186 с.

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

A. A. Kornilov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Account of Irreversible Changes of Spiroid Gear Contact Surfaces of Low-Speed Heavy-Loaded Gearboxes

Basic groups of irreversible changes of heavy-loaded spiroid gear contact surfaces are considered. The described concept of a model allows to estimate such changes by an iterative algorithm of deformation mode analysis; and to account their influence on the quality and evolution of the gear at the stage of its parameters design. The paper presents basic trends of research intended to enhance the model of irreversible changes of spiroid gear contact surfaces.

Key words: spiroid gear, strength.

УДК 621.833.6

Ф. И. Плеханов, доктор технических наук, профессор, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова
А. В. Овсянников, аспирант, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТИПА К-Н-V С ЦЕПНЫМ МЕХАНИЗМОМ СНЯТИЯ ДВИЖЕНИЯ С САТЕЛЛИТА

Приведен аналитический метод расчета на прочность зубчато-цепной планетарной передачи исходя из условий равнопрочности зубчатого зацепления и цепного механизма снятия движения с сателлита.

Ключевые слова: планетарная передача, внутреннее зацепление, цепной механизм, прочность, многопарное зацепление.

Планетарные передачи типа К-Н-V с малой разностью чисел зубьев колес позволяют реализовать большое передаточное отношение в одной ступени при малых потерях мощности на трение и хороших массогабаритных показателях [1, 2]. Использование в указанных передачах цепного механизма снятия движения с сателлита упрощает конструкцию, делает ее более технологичной по сравнению с традиционными приводами подобного типа (рис. 1).

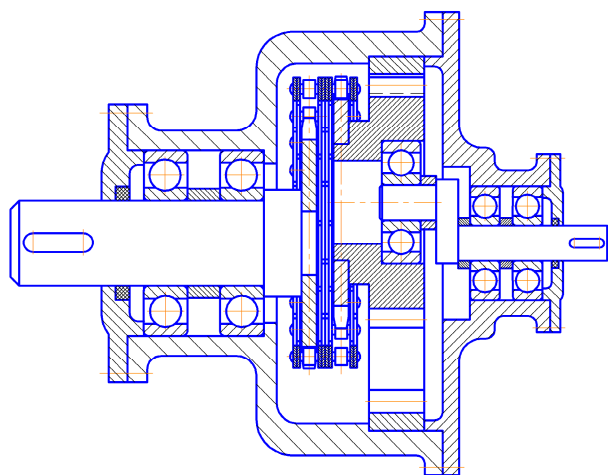


Рис. 1. Планетарная передача типа К-Н-V с цепным механизмом снятия движения с сателлита

Для расчета такой передачи на прочность необходимо установить связь между параметрами зубчатого и цепного зацеплений исходя из их равнопрочности.

Учитывая малость величины межосевого расстояния передачи a_w (эксцентриситета водила), чис-

ло звеньев цепи целесообразно принять на два больше числа зубьев звездочки z_1 . Тогда уравнение связи межосевого расстояния с шагом цепи t примет вид

$$a_w = \frac{0,5m\Delta z \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = t, \quad (1)$$

где m – модуль зубчатого зацепления; α – угол профиля исходного контура; α_w – угол зацепления; $\Delta z = z_b - z_g$ (z_b – число зубьев неподвижного колеса, z_g – число зубьев сателлита).

Из расчета на прочность шаг цепи [2]

$$t = 2,8 \sqrt[3]{\frac{TK_s}{z_1[P]m_p}}, \quad (2)$$

где K_s – коэффициент эксплуатации; m_p – коэффициент рядности (для двухрядной цепи $m_p = 1,7$); T – момент на выходном (тихоходном) валу передачи; $[P]$ – допускаемая удельная нагрузка на ролик цепи ($[P] = 35$ МПа при частоте вращения выходного вала и звездочки $n \leq 50$ мин⁻¹).

Номинальный момент на выходном валу передачи может быть найден из расчета на выносливость по изгибу зубьев сателлита:

$$T = \frac{\sigma_{FP} m^3 \bar{b} \Delta z}{2Y_F K_F \lambda}, \quad (3)$$

где \bar{b} – относительная ширина венца сателлита ($\bar{b} = b_w / m$); Y_F – коэффициент формы зуба; k_F – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки по