

Д. В. Вавилов, М. М. Колегова, А. А. Иптышев, Д. Б. Елисеев

## ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ, ФОРМООБРАЗУЕМЫХ НАКАТЫВАНИЕМ СРЕДСТВАМИ САПР

*Рассмотрена методика анализа кинематики и управления качественными характеристиками накатной зубчатой передачи при помощи современных средств имитационного моделирования.*

*Ключевые слова: кинематика зубчатой пары, имитационное моделирование, эвольвентные зубчатые передачи.*

Широкий спектр применения передаточных механизмов на основе зубчатых колес порождает разнообразие требований к их свойствам, что влечет за собой разнообразие применяемого инструментально-технологического обеспечения их качества, выбор которого должен в максимальной степени удовлетворять конкретному набору требований к передаче. Можно отметить, что общим требованием для всех типов передач является обеспечение работоспособности с заданной вероятностью безотказной работы. Однако и здесь различия в реальных условиях работы и расчетный ресурс, от единиц минут до десятков лет, требуют выбора конкретной совокупности средств реализации, начиная с определения адекватных техническому заданию на проектирование геометрически-кинематических параметров передачи. Этот подход обусловлен тем, что геометрия профилей контактирующих пар определяет характер взаимодействия зубьев при передаче нагрузки и, следовательно, интенсивность их изнашивания, а в конечном счете и ресурс работы.

В многоступенчатых приводах космических аппаратов, в частности механизмах поворота антенн, наиболее важную роль играет первая ступень привода. Так, например, анализ статистики отказов привода в работе [1], показывает, что наибольшему износу подвержены первая и третья ступень. Установлено [1; 2], что кинематическая неточность первой ступени вызывает динамическую нагрузку на вторую и дальнейшие ступени. На третьей ступени крутящий момент достигает достаточной величины и колебания окружной скорости ведущего колеса, в частности в момент пуска, приводят к возникновению ударной нагрузки. Одним из способов решения данной проблемы является минимизация колебаний угловых скоростей в зубчатых парах привода. Этого можно достигнуть путем оптимизации параметров зубчатой пары и высокой точности изготовления.

В механизмах поворота антенны наиболее критичным параметром являются колебания шага зубьев, которые в первую очередь приводят к возникновению колебаний в угловых скоростях ступеней привода. Второй момент – обеспечение плавного входа в зацепление путем выбора таких параметров пары, при которых угол между касательными к профилям сопряженных зубьев, проходящими через точку контакта в момент входа зубьев в зацепление, будет близким к нулю (либо минимально возможным). Одним из эффективных способов решения данной проблемы является использование накатных зубчатых колес [2].

Существующие технологии изготовления накатных зубчатых колес позволяют получить передачи, обладающие рядом преимуществ по сравнению с полученными резанием, но имеющие более низкую кинематическую точность. Современные средства компьютерного моделирования позволяют на этапе проектирования с достаточной степенью достоверности оценить качество синтезируемой передачи и обеспечить необходимый и достаточный уровень качественных показателей.

В работе [3] разработана методика имитационного моделирования процесса формообразования мелкозубчатых колес в пакете MSC.Marc 2007. В результате моделирования была получена геометрия накатного колеса. В данной работе представлено сравнительное исследование кинематических характеристик «накатанных» и «нарезных» передач. Исследование кинематических характеристик зубчатой пары проводилось в САЕ-пакете MSC.visualNastran Desktop 2005. Данный САЕ-пакет позволяет моделировать кинематику, динамику и напряженно-деформированное состояние механизмов и узлов деталей машин [4]. Для сравнения кинематических характеристик использовался привод с накатным (полученным по авторской методике) и нарезным (полученным по стандартной методике) зубчатым колесом.

Необходимо отметить, что при численном моделировании кинематики зубчатого привода принимаются следующие допущения: отсутствует погрешность шага зубчатого колеса, полученного резанием, отсутствуют деформации профилей колес под нагрузкой, не учитываются технологические зазоры, не учитывается пятно контакта, материал изотропен. В модели нет погрешности шага вследствие огрехов изготовления, обусловленных спецификой построения моделей зубчатых колес в САЕ-пакетах. В связи с вышеизложенным зубчатая пара с нарезным зубчатым колесом, спроектированным по стандартной методике, выбрана в качестве эталона для сравнения.

В процессе исследования кинематики привода были проанализированы несколько пар с итеративно изменяемыми параметрами геометрии как профили накатываемого колеса путем смещения накатника в процессе формообразования, так и накатника. В качестве начальных параметров для моделирования была взята зубчатая пара со следующими параметрами:  $m = 0,3$  мм,  $z_1 = 198$ ,  $z_2 = 76$ ,  $x_1$  и  $x_2 = 0$ .

Все варианты моделировались с одинаковыми граничными условиями. В качестве граничных условий на шестерне задано вращение со скоростью 6 000 град/с

(1 000 об/мин). На колесе задан момент сопротивления 1 Н·м и демпфирование 0,001 Н·м. Перемещения шестерни и колеса во всех направлениях запрещены (рис. 1).

- В качестве параметров решателя заданы:
- точность позиционирования –  $1 \cdot 10^{-5}$  м;
  - точность вращения –  $1 \cdot 10^{-4}$  град;
  - точность сборки –  $1 \cdot 10^{-6}$  м;
  - точность связывания –  $1 \cdot 10^{-4}$  м;
  - количество значимых цифр – 6;
  - время интегрирования –  $5 \cdot 10^{-6}$  с.

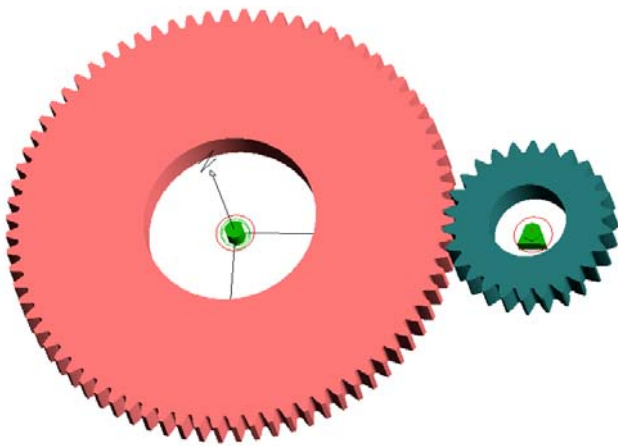


Рис. 1. Модель для исследования кинематики зубчатой пары в MSC.VisualNastran

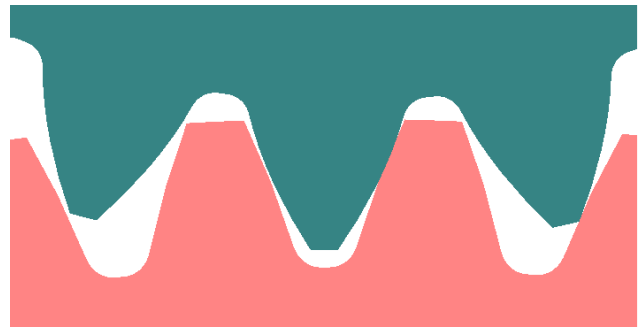
Параметры материала колес:

- плотность – 7 850 кг/м<sup>3</sup>;
- модуль упругости –  $2.1 \cdot 10^{11}$  Па;
- коэффициент Пуассона – 0,29;
- коэффициент реституции – 0,7;
- коэффициент трения – 0,15.

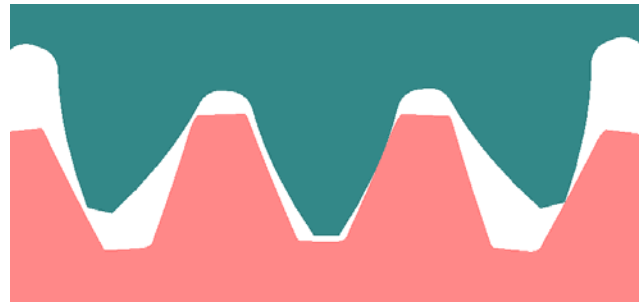
Транслирование геометрии колеса, полученного накатыванием, из MSC.Marc в MSC.VisualNastran напрямую из-за специфики пакетов не представляется возможным. Для этого координаты узлов деформированной конечно-элементной сетки передаются в CAD-пакет Solidworks. Далее при помощи сплайнов происходит восстановление геометрии колеса. В данном случае неизбежно возникают погрешности при аппроксимации. Также погрешность возникает в процессе моделирования формообразования накатыванием (из-за постоянного перестроения конечно-элементной сетки происходит «сглаживание» острых кромок) (рис. 2). При визуальном сравнении нарезного (рис. 2, а) и накатного (рис. 2, б) колеса видны различия в геометрии. Отличается впадина и вершина зуба – накатной зуб более прямой и имеет сужение вершины. Это сказывается на характере передачи движения и величине бокового зазора.

В качестве основного результата моделирования получаем график изменения угловой скорости колеса (град/с) за время (с) (рис. 3). Так как угловая скорость шестерни – величина постоянная, то разделив угловую скорость колеса на угловую скорость шестерни, получаем график изменения передаточного отношения, идентичный изменению угловой скорости колеса.

В проведенных численных экспериментах моделировалось взаимодействие накатного колеса шестернями, нарезанными с различными коэффициентами смещения. Экспериментальным путем было установлено, что переходные процессы, возникающие в начальный момент движения, заканчиваются за 0,005 с. Все приведенные результаты сравнивались на временном отрезке 0,01 с. За это время в зацепление входят 5 пар зубьев.



а



б

Рис. 2. Сравнение геометрии пар с нарезным (а) и накатным (б) зубчатым колесом

В результате было промоделировано 10 вариантов с различными параметрами (табл. 1). После каждой итерации производилась оценка результатов и определялись параметры следующего решения.

На графике изменения угловой скорости колеса видны значительные колебания (см. рис. 3). Среднее значение угловой скорости составляет 1 699,47 град/с. Среднее арифметическое отклонение (величина, показывающая среднюю величину отклонения угловой скорости от ее среднеарифметического значения за анализируе-

Таблица 1

Параметры колес

Параметры	Варианты									
	1*	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Коэффициент смещения накатника	–	0	0	0	0	0,1	–0,1	–1	–2	–0,5
Коэффициент смещения колеса	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Коэффициент смещения шестерни	0,3	0,3	0,5	0,7	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95

\* – эталонное нарезное колесо

мый период времени) для данной передачи составляет 58,07 град/с.

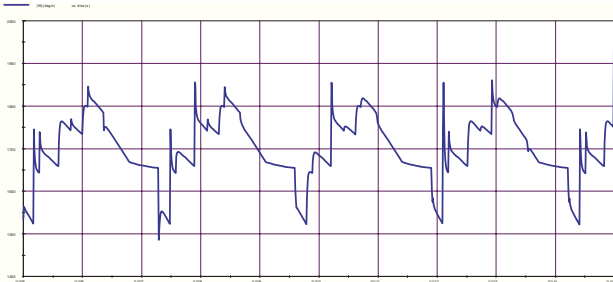


Рис. 3. График изменения угловой скорости колеса ( $x_1 = 0,3$ )

График сравнения результатов моделирования кинематики зубчатых пар с накатными колесами представлен на рис. 4.

Использование оригинальной методики проектирования накатных зубчатых передач [5] приводов космических аппаратов позволяет оптимизировать геометрию колеса по заданным параметрам. В процессе перебора вариантов (табл. 2) можно наблюдать степень влияния таких параметров, как коэффициенты смещения на накат-

нике, коэффициенты смещения на колесе, межосевое расстояние, на колебания угловой скорости.

Предложенная методика предполагает итеративное приближение к заданным показателям качества. Проведенные исследования показали возможность управлять качественными показателями накатных зубчатых колес на этапе проектирования. В результате итерационного изменения параметров накатного зубчатого колеса удалось более чем в два раза повысить плавность хода передачи.

### Библиографические ссылки

1. Усаков В. И., Городилов А. А. Проблемы повышения эксплуатационных свойств приводов с зубчатыми передачами // Проблемы техники и технологий XXI века : тез. докл. науч. конф. ; КГТУ. Красноярск, 1994. С. 125–126.
2. Проектирование инструмента для накатывания зубчатых передач с заданными свойствами / В. И. Усаков, А. А. Иптышев, Н. А. Колбасина, А. С. Дегтярев // Вестн. Хакас. техн. ин-та – филиала КГТУ. 2000. № 7. С. 38–43.

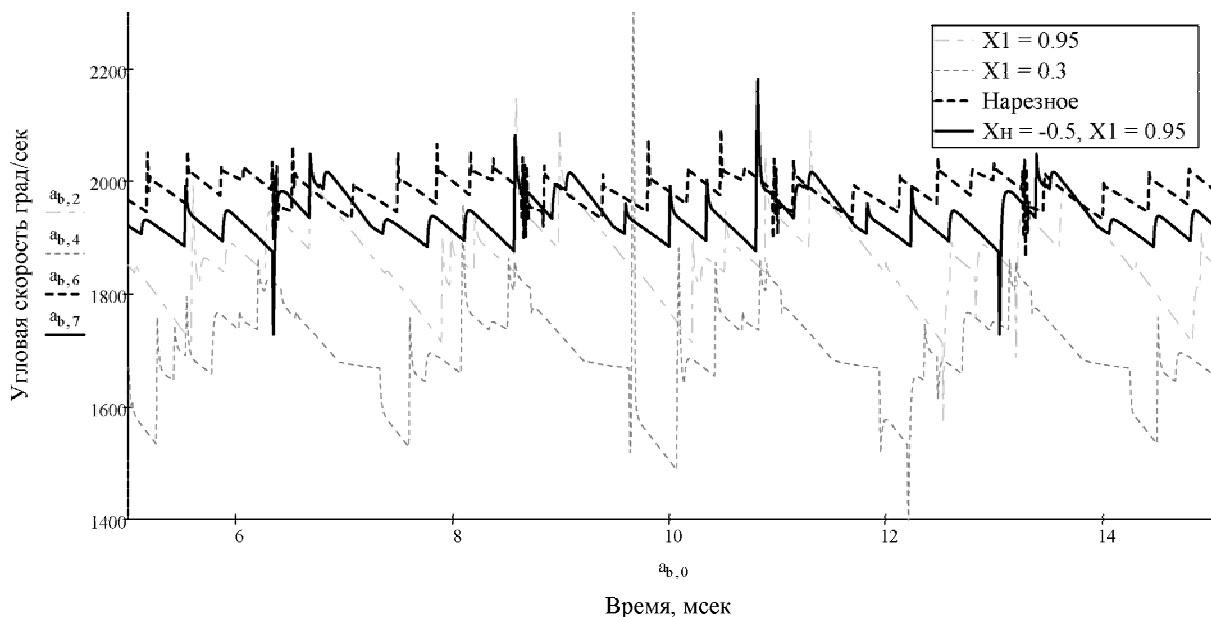


Рис. 4. Сравнение результатов моделирования эталонной передачи с накатными колесами

Таблица 2

### Результаты моделирования

Варианты	Параметры передачи	Среднее значение угловой скорости, град/с	Среднее отклонение, град/с	Кратность эталону
1	$m = 0,3; z_1 = 26; z_2 = 76; x_1 = 0,95; x_2 = 0; a_w = 15,300$ мм	1 981,99	21,04	–
2	$m = 0,3; z_1 = 26; z_2 = 76; x_1 = 0,3; x_2 = 0; a_w = 15,390$ мм	1 699,47	58,07	2,76
3	$m = 0,3; z_1 = 26; z_2 = 76; x_1 = 0,5; x_2 = 0; a_w = 15,445$ мм	1 698,65	63,78	3,03
4	$m = 0,3; z_1 = 26; z_2 = 76; x_1 = 0,5; x_2 = 0; a_w = 15,501$ мм	1 869,92	65,98	3,14
5	$m = 0,3; z_1 = 26; z_2 = 76; x_1 = 0,95; x_2 = 0; a_w = 15,568$ мм	1 865,25	54,78	2,60
6	$m = 0,3; z_1 = 26; z_2 = 76; x_1 = 0,95; x_2 = 0,1; a_w = 15,530$ мм	1 866,59	61,03	2,90
7	$m = 0,3; z_1 = 26; z_2 = 76; x_1 = 0,95; x_2 = -0,1; a_w = 15,568$ мм	1 867,76	51,59	2,45
8	$m = 0,3; z_1 = 26; z_2 = 76; x_1 = 0,95; x_2 = -1; a_w = 15,568$ мм	1 867,22	50,04	2,37
9	$m = 0,3; z_1 = 26; z_2 = 76; x_1 = 0,95; x_2 = -2; a_w = 15,496$ мм	1 867,24	45,59	2,17
10	$m = 0,3; z_1 = 26; z_2 = 76; x_1 = 0,95; x_2 = -0,5; a_w = 15,568$ мм	1 936,54	29,57	1,40

3. Вавилов Д. В. Моделирование накатных мелко-модульных передач с заданными показателями качества // Вестник СибГАУ. Вып. 4(21). 2008. С. 83–86.

4. Усаков В. И., Колбасина Н. А., Скорняков С. Н. Использование сплайнов для аппроксимации реальных поверхностей при проектировании зубчатых передач // Качество продукции машиностроения : тез. докл. науч.-

практ. конф. / под ред. В. Ф. Тереньтева, В. И. Усакова ; КГТУ. Красноярск, 1998. С. 106–107.

5. Вавилов Д. В., Иптышев А. А., Усаков В. И. Моделирование накатывания мелко-модульных цилиндрических зубчатых передач с заданными показателями качества // Вестник СибГАУ. 2008. Вып. 21. С. 67–70.

D. V. Vavilov, M. M. Kolegova, A. A. Iptyshev, D. B. Eliseev

## RESEARCH OF ROLLED SPUR GEARS KINEMATIC CHARACTERISTICS BY USING COMPUTER-AIDED SOFTWARE

*In article is presented an analysis method of rolled spur gear kinematics and quality characteristic manage by using modern computer aided software.*

*Keywords: gear couple kinematics, simulation modeling, spur gear transmissions.*

© Вавилов Д. В., Колегова М. М., Иптышев А. А., Елисеев Д. Б., 2011

УДК 532.5, 621.22

И. И. Вайнштейн, П. С. Литвинов

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НЕСУЩЕГО СЛОЯ ГАЗОЖИДКОСТНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

*Построена математическая модель несущего слоя газожидкостного подшипника скольжения бесконечной длины. В линейном приближении по относительному эксцентриситету получены формулы для давления, скоростей, линии раздела слоев газа и жидкости, удельной подъемной силы и удельных моментов трения на шипе и втулке.*

*Ключевые слова: двухслойный поток, комбинированный подшипник скольжения.*

В Красноярском государственном техническом университете разработаны конструкции радиальных комбинированных подшипников, у которых рабочий зазор состоит из несущего газового слоя и слоев смазки (А. с. 1042400 СССР, МКИ F 16 C 17 16. Комбинированный подшипник / А. С. Тюриков, С. Н. Шатохин, В. М. Грук. № 2586690 ; заявл. 3.09.78.). Эти конструкции отличаются повышенной несущей способностью, пониженной вибрационной активностью, надежностью в работе и долговечностью. Такие подшипники применяются в целях улучшения качества и условий эксплуатации оборудования, например для вентиляции отсеков надводных и подводных кораблей, что позволяет значительно снизить шум и вибрацию.

**Математическая постановка задачи.** При построении математической модели несущего газового слоя жидкостного подшипника делается предположение о постоянстве плотности и вязкости газа и выполнении уравнения состояния

$$\frac{P}{\rho^{\kappa}} = \text{const}, \quad (1)$$

где  $P$  – давление;  $\rho$  – плотность.

С учетом малости относительной толщины смазочного пространства получены соответствующие уравнения Рей-

нольдса для давления, являющиеся основополагающими для расчета основных характеристик таких подшипников [1; 2].

Рассмотрим бесконечный двухслойный ( $i = 1, 2$ ) цилиндрический подшипник. Центр шипа радиуса  $R_1$  в точке  $O_1$ , центр втулки радиуса  $R_2$  в  $O_2$ . Пусть шип и втулка вращаются с угловыми скоростями  $\omega_1$  и  $\omega_2$  соответственно. Первая среда ( $i = 1$ ) – газ примыкает к шипу, вторая ( $i = 2$ ) – жидкость – к втулке (рис. 1). Движение можно считать плоским между двумя эксцентрично расположенными окружностями. Рассматривается установившееся течение.

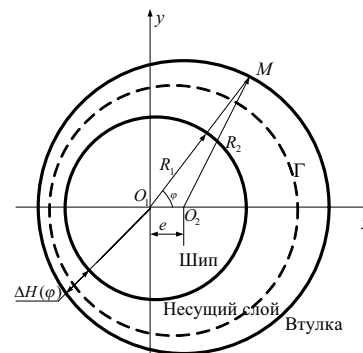


Рис. 1.