

В.А. БЕРЕЖНОЙ, ст.преп. каф. НГГ НТУ "ХПИ"
Н.В. МАТЮШЕНКО, к.т.н., доц. каф. НГГ НТУ "ХПИ"
А.В. ФЕДЧЕНКО, к.т.н., ст.преп. каф. НГГ НТУ "ХПИ"

О ВЛИЯНИИ НА ДИНАМИКУ ЗУБЬЕВ В ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Розглядаються динамічні процеси в евольвентному прямозубому зацепленні. Приведено шляхи зниження динамічних навантажень у прямозубій передачі. Складено загальну динамічну модель для модифікованої прямозубої передачі.

Considered dynamic processes in spur gears. Brought way of reducing the dynamic loads in spur gears. Formed dynamic model for modified of spur gears.

Неотъемлемой составной частью подавляющего большинства машин является привод, включающий в себя зубчатые передачи. Являясь одним из наиболее распространенных видов механических передач, зубчатые передачи во многом определяют габариты, вес, передаваемую мощность, а также ряд других показателей, от которых зависят эксплуатационные свойства и экономическая эффективность создаваемых машин.

Современные механизмы с зубчатыми передачами работают при повышенных скоростях и нагрузках, в связи с чем возрастает их динамическая напряжённость. Цилиндрическое эвольвентное прямозубое зацепление является характерным источником возникновения колебаний, поэтому процессам возбуждения колебаний в механизмах с прямозубыми передачами и посвящается данное теоретическое исследование [1, 2].

Во время работы прямозубых колес в их зацеплении возникают динамические процессы, величина и характер которых определяется не только передаваемой мощностью, но и рядом других факторов. Поэтому при поиске способов снижения виброакустической активности цилиндрических эвольвентных прямозубых передач необходимо базироваться на общих законах теории колебаний и чётко представлять основные причины, определяющие характер и интенсивность вибраций, возникающих в зацеплении. Динамические процессы в эвольвентных прямозубых передачах, порождающие колебательную энергию, условно могут быть подразделены на три группы: динамическое соприкосновение профилей зубьев в процессе пересопрежения, вызываемое упругими деформациями зубьев, упругими деформациями тела зубчатых колес и их опор, а также неточностями изготовления и монтажа зубчатого венца; динамическое взаимодействие профилей зубьев, вызванное колебательным состоянием упругой системы (в целом), в которую входит зубчатая передача; динамическое взаимодействие профилей зубьев, вызванное неравномерностью нагрузки или неравномерным режимом работы двигателя [3].

В настоящее время можно выделить два перспективных направления воздействия на динамические процессы в зубчатых передачах [4, 5].

Первым является естественный и эффективный путь снижения виброактивности прямозубых передач за счёт повышения точности изготовления зубчатых колёс. Так увеличение точности изготовления прямозубых колёс высокооборотных цилиндрических эвольвентных двухступенчатых редукторов с пятой до четвертой степени понижает общие уровни вибраций редукторов в среднем на 6 дБ, или же уменьшение величины циклической погрешности зубчатых колёс турбинных редукторов на 1 мкм позволяет снизить уровень вибраций и шума передачи примерно на 1 дБ. Однако при использовании этого направления следует учитывать, что интенсивность вибраций зависит не только от величины и частоты слагаемых погрешностей прямозубых зацеплений, но и от сочетания погрешности конкретного вида и её величины с конструктивными динамическими характеристиками всего агрегата и с режимами его работы. Более того, реализация этой разработки в условиях производства весьма трудоёмка и может быть снижена лишь до определённых пределов.

Перспективным для быстроходных и тяжело нагруженных прямозубых передач представляется второе направление, прежде всего это поиски оптимальных конструктивных решений узлов и машин в целом, обеспечивающих "отстройку" системы несущих частей от резонансных состояний путём виброизоляции, вибродемпфирования, виброгашения. Одним из путей поиска в этом направлении является применение в передачах колёс с модифицированными зубьями. Наличие модифицированных зубьев позволяет в значительной мере регулировать жёсткость прямозубой передачи с целью снижения виброактивности привода. В настоящее время ведётся поиск приемлемых решений конструкции таких прямозубых колёс, но имеются лишь отдельные примеры реализации этого направления в условиях производства. Главные трудности практического использования модифицированных прямозубых передач заключаются в том, что теоретические и экспериментальные работы по этой проблеме к настоящему времени значительно отстают от разнообразных, часто оригинальных решений, приводимых в патентных описаниях.

Первая динамическая модель прямозубого зацепления была предложена Петрусевичем А.И. более 50 лет назад. Впоследствии другими авторами: Айрапетовым Э.Л., Генкиным М.Д., Давыдовым И.Ш., Ковалёвым Н.А. и др. были разработаны более совершенные модели, которые основываются в основном на упрощённых моделях с многочисленными допущениями и абстракциями. Постоянное совершенствование теоретических исследований динамических систем прямозубых передач приводит исследователей к составлению систем линейных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами, отражающих в полной мере состояние редукторной системы. Как известно, такие системы не имеют решения с помощью элементарных средств.

Бурное развитие вычислительной техники в последнее время создало все предпосылки для разработки таких математических моделей различных зубчатых систем, которые учитывали бы достаточно полно реальную действительность. Таким образом, численное исследование колебательных процессов, происходящих в цилиндрических эвольвентных прямозубых передачах, также стало реальной задачей. Такой подход позволяет исследовать влияние скоростных режимов, допустимых погрешностей угла наклона линии зуба, жесткости опор и присоединенных валов, параметров исходного контура не только для стандартных прямозубых зацеплений, но и для их модифицированных аналогов.

Как известно, для цилиндрических зубчатых колёс с параллельными осями контактные линии расположены на цилиндрах строго определённого радиуса. Эти соображения и легли в основу построения математической модели модифицированной прямозубой передачи [6].

В общем виде зубчатая передача представляет собой четырёхмассовую схему: I_1 – первая масса, т.е. момент инерции ведущего органа, приведённый к ведущему валу; c_1 – крутильная жёсткость ведущего вала (жёсткости соединительных муфт приводятся к ведущему валу); $I_{ш}$ – момент инерции шестерни; $I_к$ – момент инерции колеса; I_4 – момент инерции исполнительного органа, приведённый к ведомому валу; c_4 – крутильная жёсткость ведомого вала; $c'_{ш}, c''_{ш}, c'_к, c''_к$ – жёсткости соответственно левой и правой опор вала шестерни и колеса; $c^3_{ш}, c^3_к$ – функции жёсткости зуба соответственно шестерни и колеса по фазе зацепления. Для полной адекватности данной модели действительности можно считать, что опора зубчатых колёс в различной фазе зацепления будет иметь различные упругие перемещения, вызывая перекос осей и, как следствие, концентрацию нагрузки.

Геометро-кинематическая модель четырёхмассовой системы определяется восемью обобщёнными координатами: φ_1, φ_2 – углы поворота ведущей и ведомой присоединённых масс соответственно; $\varphi_{ш}, \varphi_к$ – углы поворота шестерни и колеса соответственно; $x_{ш}, x_к$ – вертикальные перемещения центров масс соответственно шестерни и колеса; $\psi_{ш}, \psi_к$ – углы галопирования шестерни и колеса.

В нашей задаче моделирования упругих характеристик зубьев осуществляется с помощью пружинок, один конец которых неподвижно закреплён на зубе шестерни, а второй упирается в контур сопряжённого зуба в точке на линии зацепления. В процессе движения зубчатых колёс жёсткость пружинок меняется по закону, который определяется отдельно в каждой фазе зацепления, от входа пары зубьев в зацепление до выхода из него. Учёт модификации зубьев в динамической системе осуществляется путём замены функций жёсткости $c^3_{ш}, c^3_к$, на значения жёсткостей $c^3_{мш}, c^3_{мк}$, полученных для модифицированных колёс. Функции жёсткостей стандартных и модифицированных передач определяются на основе решения краевой задачи теории упругости для

объектов сколь угодно сложной граничной поверхности в объёмной постановке с помощью метода конечных элементов [7].

Проведённые исследования показывают, что одноступенчатая модифицированная прямозубая эвольвентная цилиндрическая передача может быть представлена вышеописанной динамической моделью четырёхмассовой системы, определяемой восемью обобщёнными координатами, что даёт возможность разработать соответствующую математическую модель в виде системы дифференциальных уравнений с учётом кинематического возбуждения (погрешности основного шага) и параметрического возбуждения (изменяющаяся жёсткость) при рассмотрении каждой отдельной пары и при их пересопряжении.

Таким образом, учитывая важность и перспективу применения цилиндрических эвольвентных прямозубых передач, проведение исследований динамических процессов, возникающих при работе передачи, а также изучение влияния на ее динамику жесткости зацепления, погрешности угла наклона, ряда других геометрических и кинематических характеристик приобретает особую важность и значение, что делает данное направление актуальной научно-технической задачей, стоящей перед исследователями и учеными.

Список литературы: 1. *Петрусевич А.И.* Детали машин. – М.: Машгиз, 1953. – 705с. 2. *Вулгаков Э.Б.* Зубчатые передачи с улучшенными свойствами; Обобщенная теория и проектирование. – М.: Машиностроение, 1974. – 264с. 3. *Заблонский К.И.* Жесткость зубчатых передач. – Киев: Техніка, 1968. – 262с. 4. *Арефьев В.А.* Снижение вибраций быстроходных зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1975. – № 4. – С.25–27. 5. *Берестнев О.В., Жук И.В., Неделькин А.Н.* Зубчатые передачи с повышенной подавливаемостью зубьев. – Минск.: Наука и техника, 1993. – 184с. 6. *Кириченко А.Ф., Воронцова Д.В., Бережной В.А.* Геометро-кинематическая модель динамики прямозубых эвольвентных передач с учётом модификации зубьев // Вестник науки и техники. Национальный техничний университет "Харьковский политехнический институт", ТОВ "Харьковский дом науки и техники" – Харьков: ТОВ "ХДНТ", 2006. – Вып.1-2 (24-25). – С.11–17. 7. *Кириченко А.Ф., Бережной В.А., Воронцова Д.В.* Метод определения вида и параметров модификации прямозубых цилиндрических зубчатых колёс на стадии проектирования // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків: НТУ "ХПИ", 2006. – Вип.22. – С.28–36.

Поступила в редакцию 20.04.09