

## КАЧЕСТВО ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

• Важными этапами жизненного цикла зубчатой передачи являются теоретическое и технологическое формообразования цилиндрических зубчатых колес. Оптимальное формообразование зубчатых колес позволит повысить качество и снизить себестоимость обработки, улучшить эксплуатационные, экономические и экологические показатели различных машин и механизмов, а также их ремонтпригодность и конкурентоспособность, что является актуальной задачей.

• Маңызды өмірлік циклдің кезеңдеріне тісті беріліс болып табылады теориялық және технологиялық форма-цилиндрлік тісті доңғалақтардың. Оңтайлы формообразование тісті доңғалақтардың сапасын арттыруға және өзіндік құнын төмендетуге, өңдеу, жақсарту, пайдалану, экономикалық және экологиялық көрсеткіштері әр түрлі машиналар мен механизмдерді, сондай-ақ оларды жөндеуге жарамдылық және бәсекеге қабілеттілігі, бұл өзекті міндет болып табылады.

• Important stages in the life cycle of the gear are of theoretical and technological shaping of cylindrical gears. Optimal shaping of gears will improve the quality and reduce the cost of processing, to improve the operational, economic and environmental performance of different machines and mechanisms, as well as their maintainability and competitiveness that is an actual problem.

Цилиндрические зубчатые передачи как составная часть большинства машин и механизмов являются одними из самых массовых, сложных и трудоемких деталей в технологии машиностроения. По современным представлениям структурно-параметрический синтез зубчатой передачи необходимо рассматривать в единой технической системе путем комплексного решения задач по проектированию, изготовлению, эксплуатации и ремонту создаваемых передач, то есть с учетом основных этапов ее жизненного цикла. Это особенно важно для крупногабаритных зубчатых колес, которые используются в горнодобывающей отрасли.

Значительный вклад в развитие науки о зубчатых механизмах в области точности изготовления, средств контроля и методов расчета на точность внесли труды Л. А. Архангельского, Э. Б. Вулгакова, В. И. Гольдфарба, Н. И. Дундина [1], Г. Г. Иноземцева, Н. А. Калашникова, М. М. Кане, Н. И. Колчина, В. Н. Кудрявцева, В. А. Куцокова [2], Г. А. Лившица, Ф. Л. Литвина, И. И. Мурашова, П. К. Попова, Д. Н. Решетова, Б. А. Тайца [3], Б. П. Тимофеева [4], О. Ф. Тищенко, И. Г. Фрилендера, Л. О. Штриплинга и многих других исследователей.

Среди показателей качества следует выделить точность. Для зубчатых передач точность – главный показатель вследствие ограниченности используемых для изготовления передач материалов и термохимической обработки колес.

В ГОСТе 1643-81 для колес и передач устанавливается 12 степеней точности (по убыванию точности – от 1 до 12). Для степеней точности 1 и 2 допуски и предельные отклонения не задаются, поскольку они зарезервированы для будущего развития. Для каждой степени точности зубчатых колес и передач установлены нормы кинематической точности, нормы плавности работы и нормы контакта зубьев зубчатых колес в передаче. Нормы точности содержат комплексные показатели и поэлементные (объединенные в комплексы) показатели точности зубчатых колес и передач [5].

По нормам кинематической точности регламентируется наибольшая погрешность функции положения (которая измеряется как ошибка перемещения).

Для зубчатого колеса – это погрешность угла поворота в пределах его оборота, для зубчатой передачи – погрешность при полном цикле изменения относительного положения пары зубчатых колес.

По нормам плавности работы регламентируются (причем, косвенно) циклические погрешности, являющиеся составляющими полной погрешности угла поворота зубчатого колеса, которые многократно повторяются при одном обороте колеса.

По нормам контакта зубьев определяется полнота прилегания рабочих поверхностей зубьев сопряженных колес в передаче, что является наиболее существенным для тяжелонагруженных передач. Зубчатые колеса таких передач обычно характеризуются большими модулями и имеют относительно широкие зубчатые венцы. К этим передачам обычно не предъявляют высоких требований по точности угловых перемещений при вращении. При передаче больших крутящих моментов нужен надежный контакт зубьев по боковым поверхностям и максимальное использование площади рабочих поверхностей зубьев.

В ГОСТе 1643-81 показатели плавности работы зубьев и показатели контакта устанавливаются по граничным значениям номинального коэффициента осевого перекрытия [6].

Коэффициент перекрытия  $\varepsilon_\gamma$  зубчатой передачи рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$

где  $\varepsilon_\alpha$  – коэффициент торцового перекрытия;  $\varepsilon_\beta$  – коэффициент осевого перекрытия.

Коэффициент торцового перекрытия определяется по формуле:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{nw}}{2\pi},$$

где  $z_1, z_2$  – числа зубьев соответственно шестерни и колеса;  $\alpha_{a1}, \alpha_{a2}$  – углы профиля зуба в точке на окружности вершин соответственно шестерни и колеса;  $\alpha_{nw}$  – угол зацепления.

Таблица 1

Погрешность шага  $\pm f_{pt}$ , мкм

| Степень точности            | 4  | 5  | 6  | 7  | 8  | 9   | 10  | 11  | 12  |
|-----------------------------|----|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|
| $\pm f_{pt}$ (ГОСТ 1643-81) | 16 | 25 | 32 | 45 | 71 | 100 | 140 | 200 | –   |
| $\pm f_{pt}$ (ISO 1328)     | 10 | 15 | 21 | 29 | 41 | 58  | 82  | 116 | 165 |

Таблица 2

Полная накопленная погрешность шага  $F_p$ , мкм

| Степень точности     | 3  | 4  | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 10  | 11  | 12  |
|----------------------|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| $F_p$ (ГОСТ 1643-81) | –  | –  | 100 | 160 | 224 | 315 | –   | –   | –   | –   |
| $F_p$ (ISO 1328)     | 41 | 57 | 81  | 115 | 162 | 229 | 324 | 459 | 649 | 917 |

Таблица 3

Погрешность винтовой линии зуба общая (погрешность направления зуба общая)  $F_{\beta}$ , мкм

| Степень точности           | 3  | 4  | 5  | 6  | 7  | 8  | 9  | 10  | 11  | 12  |
|----------------------------|----|----|----|----|----|----|----|-----|-----|-----|
| $F_{\beta}$ (ГОСТ 1643-81) | –  | –  | 22 | 28 | 32 | 56 | 90 | 140 | 224 | 355 |
| $F_{\beta}$ (ISO 1328)     | 12 | 17 | 24 | 34 | 48 | 68 | 96 | 136 | 192 | 272 |

Коэффициент осевого перекрытия рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w}{p_x},$$

где  $b_w$  – рабочая ширина венца;  $p_x$  – осевой шаг. У прямозубых зубчатых колес  $\varepsilon_{\beta} = 0$  [7-9].

Обеспечение различных норм точности при изготовлении колес может быть достигнуто различными технологическими приемами. Каждому технологическому процессу с определенной технологической системой станка, заданными подачами и скоростями соответствует некий набор норм точности, а уж совпадают они в норме одной степени точности или в разные – это дело случая. В большинстве случаев, безусловно, не совпадают.

ГОСТ 1643-81 основан на методе производства зубчатых колес обкаткой.

Именно эти методы имелись в виду при установлении возможностей комбинирования норм точности. Если же рассматривать современные методы изготовления зубчатых колес, то получится, что естественное комбинирование норм значительно превышает указанные в стандарте пределы [4].

Упомянутые в ГОСТах 1643-81 и 9178-81 нормы точности с одной стороны позволяют существенно расширить возможности конструкторов и более индивидуально подходить к группе зубчатых передач, а с другой – не учитывается то важнейшее обстоятельство, что данные качества формируются в едином технологическом процессе и поэтому возможность производства комбинировать нормы точности мала.

В рекомендациях ISO 1328 не устанавливаются нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев. Также там нет видов сопряжения зубчатых колес в передаче, видов допуска на боковой зазор, классов отклонения межосевого расстояния, норм бокового зазора. Боковой зазор упомянут в ISO 1328-1 [10] среди требований для проверки кинематической погрешности.

Проведем сравнительный анализ требований к параметрам точности зубчатых колес шаровой мельницы в стандартах ISO 1328 и ГОСТе 1643-81 по некоторым нормам точности и бокового зазора.

Задавшись определенным значением модуля зубьев  $m = 16$ , делительного диаметра  $d = 4000$  миллиметров и ширины зубчатого венца  $b = 600$  миллиметров, произведем сравнение норм точности стандарта ГОСТ 1643-81 с аналогичными нормами стандарта ISO 1328 (табл. 1-3).

На основании рекомендаций [11] можно принять нормы стандарта ISO 1328 для высоких степеней точности (3-4-я степени) практически во всех диапазонах делительных диаметров и модулей при незначительной разнице (5-7 мкм) между величинами допусков в ISO 1328 и ГОСТе 1643-81. Исключение составляет полная накопленная погрешность шага  $F_p$ , для которой при больших значениях модуля зубьев и делительного диаметра разница допусков в ISO 1328 и ГОСТе 1643-81 составляет в 8-й степени точности 86 мкм.

В грубых степенях точности (9-12-я степени) при увеличении делительного диаметра и модуля зубьев ГОСТ 1643-81 дает большие значения допусков по сравнению с ISO 1328 за исключением погрешности винтовой линии зуба общей  $F_{\beta}$  для высоких степеней точности.

Большая часть тяжело нагруженных машин, особенно горных, транспортных и других, работает при высоких нагрузках и в условиях значительного запыления окружающей среды. Тяжелые условия работы и динамический, вибрационный характеры нагружения этих машин снижают прочность и время эксплуатации зубчатых передач их приводов.

Конструктивные решения по обеспечению необходимой несущей способности зубьев зубчатых передач обычно базируются на выполнении условий предотвращения двух основных видов повреждений: поломок зубьев (статических и усталостных) и контактного усталостного выкрашивания (питтинг) рабочих поверхностей.

Методы расчета изгибной и контактной выносливости достаточно хорошо разработаны, прошли многолетнюю эксплуатационную проверку и являются основными методами расчета зубчатых передач на прочность, что нашло свое отражение в стандартах Международного комитета по нормализации ISO / DIS 6336 / III (изгибная выносливость) и ISO / DIS 6336 / II (контактная выносливость), а также в стандарте ГОСТ 21354-87.

Положение зоны контакта зубьев в абсолютных (связанных с корпусом привода) и относительных (связанных с вращающимися колесами) координатах определяется формой профиля,

нагрузкой в контакте и податливостью зубьев. Кроме того изменяется форма профиля и зависимость нагрузки от фазы зацепления и времени.

Динамическая нагрузка в зацеплении зубьев определяется инерционными характеристиками колес, податливостью зубьев, жесткостью и инерционными характеристиками привода. В. Онищенко [12] ввел в динамическую модель переменного передаточного числа вследствие искажения в результате износа зубьев формы профилей путем представления движения зуба в виде суммы движения его основания в жесткой модели с переменным передаточным числом и относительного колебательного движения в упругой модели с четырьмя степенями свободы.

Удельный износ зубьев в контактной зоне зависит в основном от мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения. В этой же работе определялся суммарный износ в контактной зоне в функции мощности трения, зависящей от фазы зацепления и времени, и в функции интенсивности изнашивания, общей для контактирующих тел, с его распределением между трущимися поверхностями пропорционально пути скольжения. Учитывался в уравнении износ составляющей, зависящей от радиального биения, что обеспечило изнашивание зуба в зонах с нулевым значением скорости скольжения, а также учтена составляющая износа, пропорциональная значению мгновенной температуры в контакте, что позволило учесть влияние заедания рабочих поверхностей зубьев.

Погрешности изготовления зубьев характеризуются кинематической погрешностью (погрешность шага), погрешностью профилей зубьев, а также погрешностями монтажа. Влияние отмеченных дефектов при диагностике выявляется измерением вибрационных характеристик, по результатам которых можно судить об эксплуатационной динамической нагруженности привода.

Периодическое изменение жесткости зубьев и погрешности шага вызывают появление вибраций зубчатой передачи, колебаний на зубцовой частоте и ее гармониках, при этом частота колебаний определяется соотношением:

$$f_z = f_1 z_1 = f_2 z_2,$$

где  $z_1, z_2$  – числа зубьев;  $f_1, f_2$  – частоты вращения сопряженных колес.

Переменная (накопленная) погрешность в шаге зацепления и нарушение соосности вызывают вибрации практически на всех частотах вращения валов.

При интенсивном износе зубчатых колес нарушаются микро- и макрогеометрия контактируемых зубьев, изменяются геометрические характеристики профилей зубьев, увеличивается шаг зацепления, что приводит к ударному режиму возбуждения вибраций и росту спектральных составляющих гармонического ряда частот, кратных частоте зацепления ( $kf_z$ ), а также появлению промежуточных частотных составляющих ( $f_m$ ) и перераспределению энергии на высоких частотах.

Кроме того, появление дефектов в виде ямок выкрашивания приводит к увеличению деформации зубьев и флуктуации давления смазки в упругодинамическом контакте [13]. Эти явления также вызывают увеличение динамической нагруженности, которое проявляется по увеличению амплитуд гармоник  $kf$ , росту амплитуд комбинационных частот  $mf_z \pm m$  и «промежуточных» частот ( $f_m + f_m \pm nf$ ).

В ряде случаев в процессе эксплуатации зубчатых колес возникает явление заедания, при котором происходит разрыв масляной пленки и интенсивный адгезионный износ зубьев. Таким образом, питтинг и изменение геометрии в результате изнашивания существенно влияют на нагруженность силовых

элементов, что необходимо учитывать при расчетах долговечности приводов и трансмиссий.

Оценка долговечности зубчатой передачи по исходным параметрам эвольвентных профилей зубьев является приближенной и не отражает того факта, что из-за износа зубьев форма профиля становится отличной от эвольвентной, в результате чего изменяются нагрузочно-кинематические параметры контакта, которые, в свою очередь, изменяют темп изнашивания и форму профилей зубьев.

Авторами [14] разработана технология формообразования крупногабаритных цилиндрических зубчатых колес специальными червячными фрезами без дополнительного процесса наплавки с учетом исходного профиля заготовки. Формообразование зубчатых колес с учетом исходного профиля заготовки позволяет продлить их эксплуатацию за счет применения различных профилей, в том числе модифицированных.

В работе [15] изучены особенности формирования поверхностно-упрочненного слоя на поверхностях зубчатых передач, получаемого лазерной обработкой. Авторами установлено, что контактная прочность таких передач определяется свойствами поверхностного слоя, которые, как и нагруженность, изменяются от поверхности к сердцевине.

Разработаны математические и физические модели, позволяющие расчетным путем определить характеристики свойств и параметры упрочненного слоя, который и определяет несущую способность зубьев.

#### Литература

- 1 Дундин Н. И. Повышение точности зубчатых колес и передач навигационных приборов / Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Л., 1985. – 323 с.
- 2 Куцоконь В. А. Применение теории вероятностей при расчете механизмов приборов / В. А. Куцоконь, С. Г. Малошевский, Б. П. Тимофеев. – Л. Машиностроение, 1971. – 143 с.
- 3 Тайц Б. А. Точность и контроль зубчатых передач / Б. А. Тайц, Н. Н. Марков. – Издание 2-е переработанное и дополненное. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1978. – 136 с.
- 4 Тимофеев Б. П., Абрамчук М. В. Нормы точности зубчатых колес и передач: нужен новый стандарт // Стандарты и качество. – М.: РИА «Стандарты и качество», 2010. – № 5. – С. 60-63
- 5 Тищенко О. Ф. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / О. Ф. Тищенко, А. С. Валединский. – М.: Машиностроение, 1977. – 357 с.: ил.
- 6 ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Издательство стандартов, 1989. – 68 с.
- 7 ГОСТ 16530-83. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения. – М.: Издательство стандартов, 2004. – 52 с.
- 8 ГОСТ 16531-83. Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения. – М.: Издательство стандартов, 2004. – 31 с.
- 9 ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. – М.: Издательство стандартов, 1971. – 44 с.
- 10 ISO 1328-1:1995, Cylindrical gears – ISO system of accuracy – Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth
- 11 Тимофеев Б. П., Абрамчук М. В. Зубчатые передачи. Сравнение табличных значений параметров точности зубчатых колес и передач в стандартах ISO 1328 и ГОСТ 1643-81 / Электронный ресурс <http://tmm.spbstu.ru>. – 2007. – С. 60-70
- 12 Онищенко В. Прогнозирование долговечности тяжелонагруженных зубчатых передач на основе моделирования износа зубьев. – Polytechnika Slaska, Machanica, z.131, Gliwice, 1999. – 199 с.
- 13 Тескер Е. И., Тараненко В. Ю., Елхов В. В. Внутренняя динамика трансмиссий мобильных машин // Известия ВолгГТУ. – 2003. С. 38-41
- 14 Кривошея А. В. Совершенствование обобщенной унифицированной математической модели формообразования и обработки зубчатых колес / А. В. Кривошея, Ю. М. Данильченко, М. Г. Сторчак, В. Е. Мельник // Оборудование и инструмент для профессионалов. – 2010. – № 4/127. – С. 46-51
- 15 Тескер Е. И., Тескер С. Е., Тараненко В. Ю., Елхов В. В. Особенности расчетов на контактную прочность высоконагруженных поверхностно-упрочненных зубчатых передач трансмиссий и приводов / Проблемы механики современных машин, 2015. – Т. 2. – С. 123-128