

УДК 621.83 (045)

DOI 10.22213/2413-1172-2019-2-11-21

АСПЕКТЫ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПРОИЗВОДСТВА ПЛОСКОКОЛЕСНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДНОЙ ГОЛОВКИ

Е. С. Трубачев, доктор технических наук, профессор, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

С. Д. Колчин, магистрант, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

В статье, имеющей прикладной характер, рассмотрен важный аспект импортозамещения в технологии машиностроения – подготовка производства зубчатой передачи угловой приводной головки, применяемой в металлорежущих станках и работающей в жестких условиях относительно высоких нагрузок и скоростей, обладающей при этом малыми габаритными размерами. В частности предложена технология проектирования и производства альтернативной плоскоколесной (смешанной, незвольвентной) передачи, являющейся удобным техническим и технологическим решением для предприятий, не специализирующихся на производстве конических передач. Рассмотрена технология изготовления зубьев, предусматривающая применение для зубьев шестерни распространенного зуборезного оборудования и инструмента, а для зубьев колеса – распространенного вертикального трехкоординатного обрабатывающего центра и концевой инструмента.

Геометрический расчет передачи выполнен двумя способами, давшими практически одинаковый результат: с помощью программного комплекса KISSsoft и программы собственной разработки. Моделирование погрешностей зацепления производилось с помощью САД-системы КОМПАС-3D. Приведены результаты расчета передачи, нарезания зубьев, оценки чувствительности ее пятна контакта к действию монтажных погрешностей и оценки опытного образца передачи, в целом показавшие верность принятых решений по компоновке передачи и модификации боковых поверхностей зубьев.

Ключевые слова: приводная головка, плоскоколесная передача, расчет геометрии, пятно контакта, нарезание зубьев.

Введение

Приводные головки (приводные блоки, рис. 1), позволяющие расширить технологические возможности токарных и фрезерных станков с ЧПУ, являются весьма востребованными, но вместе с тем достаточно

дорогими изделиями на рынке технологического оснащения. В настоящее время на отечественном рынке данные изделия только импортного производства, что делает актуальным налаживание импортозамещающего производства этих изделий.

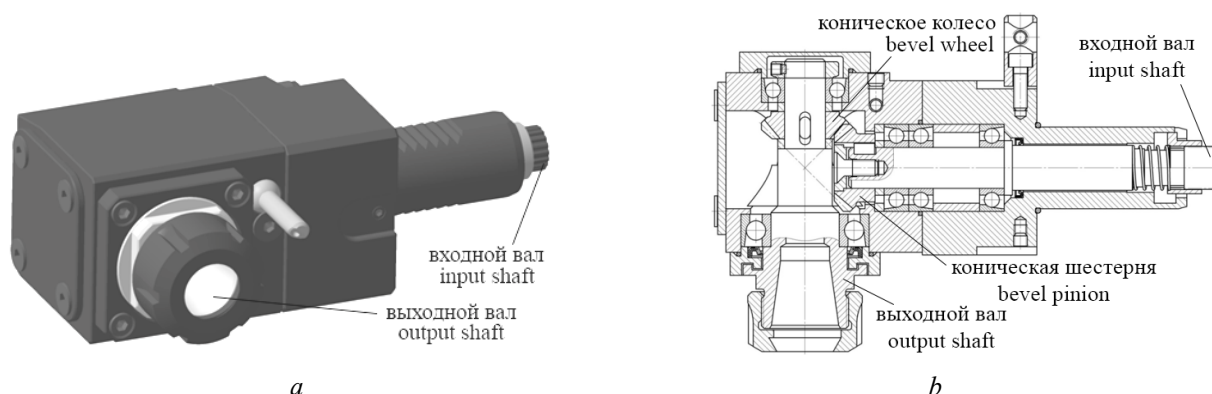


Рис. 1. Токарная приводная радиальная головка: а – общий вид; б – разрез

Fig. 1. Turning drive radial head: a - general view; b - section view

Главной проблемой в производстве приводных головок и его подготовке является наличие относительно сложного в технологическом от-

ношении элемента – конической зубчатой передачи с круговыми зубьями (рис. 2, а). В настоящей статье рассматривается альтернативное

решение – так называемая смешанная передача (рис. 2, *b*), составленная из эвольвентного цилиндрического и плоского колеса [1].

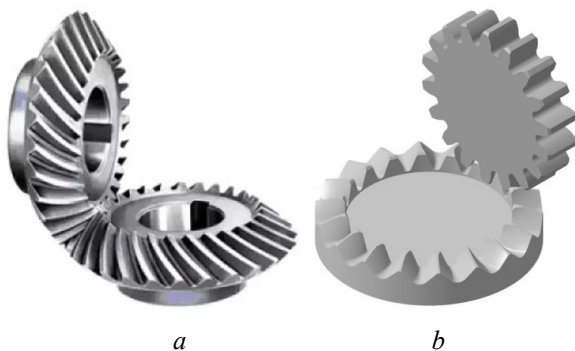


Рис. 2. Передачи приводной головки:
a – коническая; *b* – плоскоколесная

Fig. 2. Gears of the drive head: *a* - bevel; *b* - face

В литературе [2, 3] имеется несколько вариантов наименования такой передачи: неэвольвентная, цилиндро-коническая, плоскоколесная. Кроме того, эта передача приобретает все большую популярность в разных областях техники [4–6], применяясь, в том числе, в приводных головках (официальный сайт компании BENZ Werkzeugsysteme). Во многом эта тенденция обусловлена большей технологичностью передачи, в особенности для предприятий, не располагающих специализированным производством – оборудованием, персоналом и технологиями для производства конических передач. Однако в подготовке производства смешанной передачи имеется ряд важных аспектов, рассмотрение которых и составляет главное содержание настоящей статьи. Работа имеет прикладной характер.

Целью работы является подготовка производства смешанной зубчатой передачи для решения проблемы импортозамещения приводных головок.

Оценка условий работы передачи и основных требований к ней

В приводной головке-прототипе производства тайваньской компании HOLD WELL применяется коническая зубчатая передача со следующими предельными параметрами нагружения:

- максимальная скорость вращения n_{\max} – 4000 об/мин;
- максимальный вращающий момент T_{\max} , – 20 Нм;
- максимальная мощность P_{\max} – 8,4 кВт.

При этом производитель регламентирует продолжительность включения на разных уровнях нагружения (табл. 1).

Таблица 1. Допустимая продолжительность включения приводной головки в зависимости от режимов работы

Table 1. Permissible duration of activation of the drive head, depending on the operating modes

Продолжительность включения, % от 5 мин	Допустимая мощность, % от P_{\max}	Допустимая частота вращения, % от n_{\max}
100	25	25
80	40	40
60	50	50
40	75	75
25	100	100

Данные таблицы в целом отражают реальные потребности технологии: приводные головки для оборудования являются вспомогательным элементом (опцией), дополняющим основные функции станка, поэтому и работа этого элемента относительно непродолжительна и предусматривается главным образом для относительно небольших и немногочисленных технологических переходов для каждой отдельно взятой детали.

Средний ресурс передачи в головке всего 2,5 тыс. часов. Для сравнения: режимы нагружения передач похожих размеров, применяемых в конических редукторах, на 30-40 % меньше максимальных режимов работы головки (официальный сайт компании «Сервомеханизмы». URL: <http://www.servomh.ru>) при продолжительности одного включения не больше 3 часов. Это говорит об относительно высоком уровне нагруженности передачи головки: в ней имеются и высокие скорости вращения, и относительно большой для таких размеров вращающий момент. Это, в свою очередь, определяет высококачественные технические решения в передаче:

- материал звеньев – высококачественная сталь (типа отечественных марок 12ХН3А, 20Х2Н4А и т. п.), подвергающаяся цементации/нитроцементации до твердости поверхностей ок. HRC 60;

- степень точности – 6;

- финишная обработка зубьев – шлифование.

По сравнению с передачей прототипа в плоскоколесной передаче следует ожидать несколько меньшей нагрузочной способности и плавности работы; причины этого:

- несколько меньший коэффициент перекрытия;

- меньшие приведенные радиусы кривизны (в передаче прототипа имеется больше инструментов влияния на эту характеристику) и, как

следствие, несколько большие контактные напряжения при равных размерах;

– меньшая ширина венца, ограничиваемая подрезанием зубьев плоского колеса у носка зуба и заострением на пятке.

В связи с этим можно несколько увеличить размеры звеньев (как видно на рис. 1, б, для этого в корпусе головки имеется место), а также сказать о положительном качестве плоскокопесной передачи – меньшей чувствительности к действию монтажных погрешностей (следовательно, возможно уменьшение степени точности передачи), что является дополнительным аргументом в ее пользу для условий неспециализированного производства.

Выбор технологии и задачи подготовки зубообработки

Первое звено смешанной передачи – прямозубая или косозубая (как правило, с относительно небольшим углом наклона зубьев) эвольвентная шестерня – обычно не доставляет сложностей, как с точки зрения геометрического расчета, так и с точки зрения подготовки производства. Для формообразования второго звена передачи – плоского зубчатого колеса – можно применить цилиндрическое эвольвентное колесо с числом зубьев, несколько большим (например, на единицу), чем число зубьев шестерни передачи. Сопряженное зацепление в этом случае образуется с помощью пары подвижных неконгруэнтных производящих поверхностей (ПНПП) [8], являющихся взаимоогибоемыми: плоскими боковыми поверхностями производящей рейки (образует зубья шестерни передачи) и эвольвентными поверхностями производящего колеса (образует зубья плоского колеса). Контакт в полученной таким образом сопряженной зубчатой паре является точечным, поскольку линии контакта (характеристики) в двух станочных зацеплениях не совпадают (пересекаются). Точка контакта по мере изменения фазы зацепления движется по диагонали от вершины-пятки зуба колеса к впадине-носку. Практически производящее колесо можно реализовать долбяком, совершающим возвратно-поступательное движение резания. Необходимо выделить два существенных недостатка этой технологии:

– сочетание возвратно-поступательного движения резания и вращения нарезаемого колеса и долбяка вокруг перпендикулярных осей (движения обката) является нетиповым для распространенных станков, нужна их модернизация;

– локализацию контакта вдоль активной действующей линии (линии на зубе колеса, состав-

ленной из точек контакта) можно обеспечить лишь при сложном криволинейном возвратно-поступательном движении долбяка.

Степень локализации контакта в направлении, перпендикулярном к активной действующей линии, зависит от разницы в числах зубьев, и здесь имеется два важных предельных случая. В первом из них число зубьев производящего колеса бесконечно велико – колесо превращается в прямобочную рейку (колесо с бесконечно большим диаметром), совпадающую с производящей рейкой шестерни; по сути, применение ПНПП эволюционирует к первому принципу Оливье. Тогда колесо может быть нарезано укороченной (для исключения срезания зубьев) до полутора-двух витков червячной фрезой [9], по сути реализующей рейку, на распространенном универсальном зубофрезерном станке (этим преодолевается первый из указанных выше недостатков). Локализация контакта окажется чрезмерной, что вызывает рост контактных напряжений, а передача применима лишь для относительно небольших нагрузок.

Во втором случае разница в числах зубьев принимается нулевой: производящее колесо для плоского колеса совпадает с шестерней передачи – применение ПНПП эволюционирует ко второму принципу Оливье, а контакт в передаче окажется линейным. С одной стороны, это хорошо и способствует снижению контактных напряжений. Но вторая, отрицательная, сторона такого решения перевешивает: при неизбежных технологических погрешностях и перекосах колес под нагрузкой линейный контакт переходит в кромочный.

Таким образом, все рассмотренные схемы имеют недостатки. Однако именно для таких условий имеется достаточно простой выход, можно сказать, лежащий на поверхности и получающий всё большее распространение, – боковые поверхности окончательно сформировать концевой сферической фрезой. Плоская форма колеса, в частности, позволяет это сделать на достаточно простом и широко распространенном трехкоординатном вертикальном обрабатывающем центре.

Главные задачи при подготовке производства были следующими:

– расчет и формирование трехмерной модели зуба плоского колеса;

– расчетная оценка чувствительности передачи к погрешностям;

– выбор инструментов для обработки зубьев, стратегии обработки;

– изготовление и измерение опытного образца колеса;

– контрольная обкатка опытного образца с оценкой пятна контакта.

Расчет геометрии и формирование трехмерной модели зубьев плоского колеса

Главная цель расчета геометрии зубьев – получить координаты точек их боковых поверхностей для последующего их воспроизведения при зубообработке и контроля зубьев. Попутно при расчете проверяется отсутствие (а при наличии – размеры) подрезания и заострения зубьев, являющиеся основными. Расчет

был выполнен с использованием двух инструментов:

– программный комплекс KISSsoft (официальный сайт компании KISSsoft. URL: <https://kisssoft.ag>);
– собственная разработка в MS Excel, реализующая методы теории зацеплений и модифицирующая поверхность для локализации контакта.

KISSsoft – программный комплекс, предназначенный для проектирования зубчатых передач. Программа позволяет рассчитывать геометрию и производить прочностной расчет различных зубчатых передач, в том числе плоскоколесных. Фрагмент интерфейса программы представлен на рис. 3.

Рис. 3. Фрагмент интерфейса программы KISSsoft с основными параметрами передачи

Fig. 3. Fragment of interface of the software KISSsoft with main parameters of the gear

Для геометрического расчета передачи KISSsoft предполагает ввод информации об исходных контурах шестерни и плоского колеса, возможен выбор формы ножки зуба, а также количества зубьев долбяка, с помощью которого формируется контур плоского зубчатого колеса. С помощью выбора количества зубьев долбяка можно локализовать пятно контакта в передаче – контакт будет смещен в сторону внутреннего диаметра колеса. Полученные результаты расчета передачи можно сохранить в формате PDF, а трехмерную модель передачи – в формате STEP и экспортировать ее в CAM- или CAD-систему [10]. Модель передачи, которая была получена с помощью демоверсии программы, представлена на рис. 4.

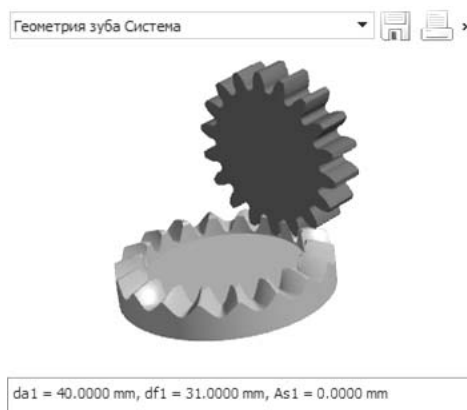


Рис. 4. Модель плоскоколесной передачи, построенная в KISSsoft

Fig. 4. Model of the face gear designed by KISSsoft

Достоинством расчета плоскокопальной передачи в KISSsoft является его удобство и быстрота. Недостатки KISSsoft:

- дорогое программное обеспечение;
- параметры расчета заложены изначально, и поменять их невозможно.

Второй вариант расчета геометрии зубьев реализован средствами MS Excel. Расчет каждой из двух разноименных боковых поверхностей состоит из двух стадий:

- расчет сопряженной поверхности согласно второму рассмотренному выше особому случаю, то есть по второму принципу Оливье, считая производящей соответствующую боковую поверхность шестерни передачи [11];

– модификация поверхности – придание ее точкам смещений, плавно увеличивающихся по мере удаления точек от средней части боковой поверхности.

В расчете были применены несколько систем координат (рис. 5):

- две неподвижные – S и \check{S} , – оси которых совпадают с осями шестерни и колеса соответственно;

- две – S_1 и S_2 , – вращающиеся вместе со звеньями и, таким образом, жестко связанные с ними (углы φ_1 и φ_2 поворота этих систем относительно систем S и \check{S} , соответственно, есть углы поворота звеньев).

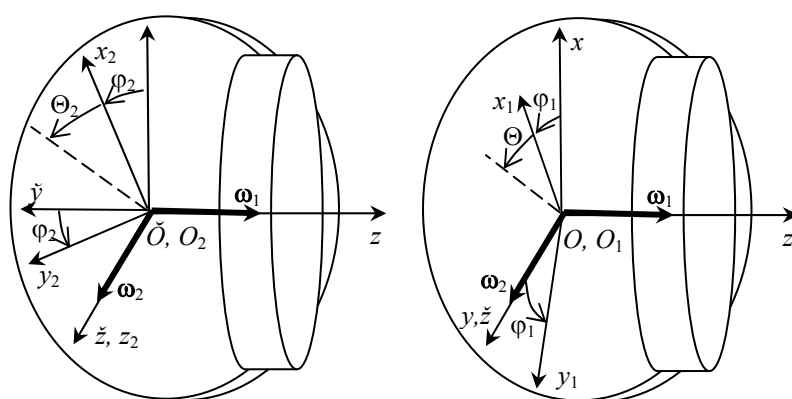


Рис. 5. Системы координат, применяемые при расчете

Fig. 5. Coordinate systems applied at analysis

Производящая поверхность является геликоидом, которая образуется при винтовом движении эвольвентного торцового профиля зуба шестерни. Координаты точек этого профиля в системе координат S_1 находятся по задаваемому радиусу r относительно оси шестерни и основному диаметру d_0 :

$$x_1 = r \cos \Theta, \quad y_1 = r \sin \Theta, \quad (1)$$

где полярный угол

$$\Theta = \arctg \left[\frac{(\cos \varphi_0 + \varphi_0 \sin \varphi_0)}{(\sin \varphi_0 - \varphi_0 \cos \varphi_0)} \right],$$

а угол развернутости эвольвенты

$$\varphi_0 = \sqrt{(2r/d_0)^2 - 1}. \quad (2)$$

В системе S координаты точек геликоида, в произвольном его угловом положении, характеризующемся углом поворота φ_1 , можно записать как

$$x = r \cos(\Theta + \varphi_1), \quad y = r \sin(\Theta + \varphi_1), \quad z = p_\gamma \Theta, \quad (3)$$

где Θ – полярный угол; $p_\gamma = 0,5m_n z_{(0)}/\sin \beta_0$ – винтовой параметр геликоида; m_n и $z_{(0)}$ – нормальный модуль и число зубьев шестерни; β_0 – угол наклона зуба шестерни.

Угол α_t торцового профиля можно определить через угол развернутости:

$$\tg \alpha_t = [-y_1 \tg \varphi_0 + x_1] / [x_1 \tg \varphi_0 + y_1]. \quad (4)$$

Связь осевого и торцового углов профиля:

$$\tg \alpha_x = \frac{p_\gamma}{r} \tg \alpha_t. \quad (5)$$

Координаты точек боковой поверхности в неподвижной системе координат можно найти, решая уравнение зацепления, полученное, например, в [12] для однопараметрического огибания геликоидной производящей поверхности, и принимая межосевое расстояние a_w равным 0:

$$r^2 p_\gamma (i_{12} \operatorname{cosec} \Sigma - \operatorname{ctg} \Sigma) + p_\gamma yz - xzr \tg \alpha_x - xr^2 = 0, \quad (6)$$

где Σ – межосевой угол; i_{12} – передаточное отношение.

Алгоритм расчета точек сопряженных поверхностей зубьев плоского колеса может быть следующим.

1. Задание в итерационном режиме радиуса r и координаты z (радиус выбирается между радиусами вершин и впадин шестерни, z – между координатами двух ее торцов).

2. Определение по (2)–(5) соответствующих значений Θ , φ_0 и α_x .

3. Расчет по (6) координат x , y .

4. Преобразование координат $S \rightarrow S_2$:

$$\begin{cases} x_2 = (x + a_w) \cos \varphi_2 + (y \cos \Sigma - z \sin \Sigma) \sin \varphi_2, \\ y_2 = -(x + a_w) \sin \varphi_2 + (y \cos \Sigma - z \sin \Sigma) \cos \varphi_2, \\ r_2 = \sqrt{x_2^2 + y_2^2}, \\ z_2 = y \sin \Sigma + z \cos \Sigma, \\ \varphi_1 = \arctg(y/x) - \Theta - z/p_r, \\ \varphi_2 = \varphi_1/i_{12}, \\ \Theta_2 = \arctg(y_2/x_2). \end{cases} \quad (7)$$

Некоторые результаты расчета средствами MS Excel представлены на рис. 6. Эти результаты аппроксимированы при построении трехмерной модели колеса в КОМПАС-3D, после

чего сопоставлены с результатами расчета в программе KISSsoft, также импортированными в КОМПАС-3D. Расхождение не превысило 0,005 мм, что можно считать взаимной проверкой двух независимо разработанных численных алгоритмов.

Как сказано выше, точкам, найденным по описанному алгоритму, были приданы модификации $\Theta_{2\text{mod}}$, распределенные по квадратичной зависимости вокруг выбранной точки M в центральной части зуба:

$$\begin{aligned} \Theta_{2\text{mod}} = \Theta_2 + \frac{\delta_f}{r_{2M}} \left(\frac{z_2 - z_{2M}}{m_n} \right)^2 + \\ + \frac{\delta_l}{r_{2M}} \left(\frac{2(r_2 - r_{2M})}{d_{e2} - d_{i2}} \right)^2, \end{aligned} \quad (8)$$

$$x_2 = r_2 \cos \Theta_{2\text{mod}}; \quad y_2 = r_2 \sin \Theta_{2\text{mod}},$$

где δ_f и δ_l – выбираемые максимальные величины профильной и продольной модификации зуба по его профилю и длине соответственно; d_{i2} и d_{e2} – внутренний и наружный диаметры плоского колеса; z_{2M} , r_{2M} – координаты точки M ; x_2 , y_2 , z_2 , r_2 – координаты произвольной точки зуба.

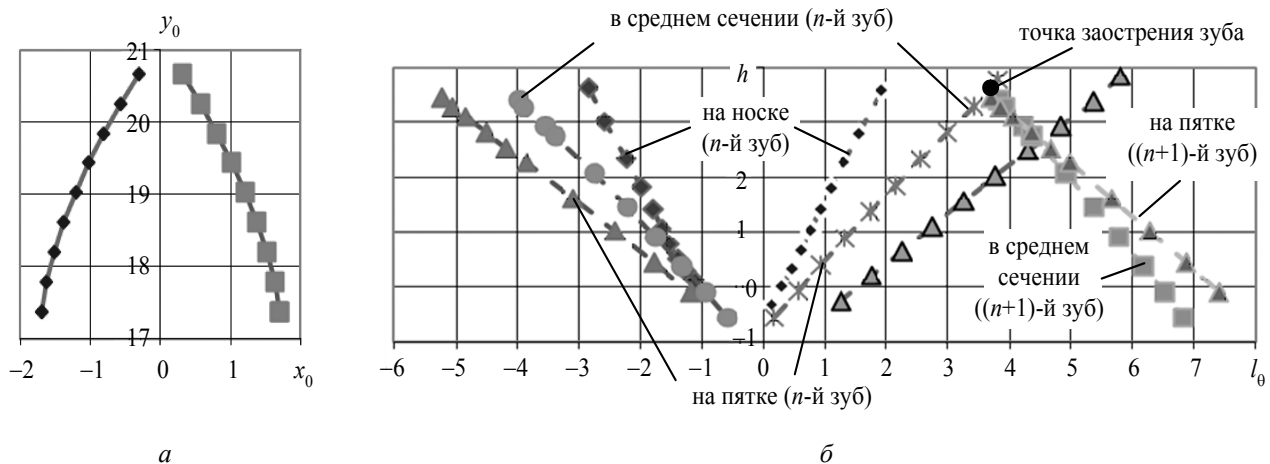


Рис. 6. Некоторые результаты расчета геометрии зубьев в MS Excel:
а – профиль зуба шестерни; б – линии профиля зуба плоского колеса

Fig. 6. Some results of geometry analysis of face gearwheel teeth in MS Excel:
а - pinion tooth profile; б - profile lines of the face gearwheel

Оценка чувствительности передачи к погрешностям

В расчете $\delta_f = 0,03$ мм и $\delta_l = 0,02$ мм. Отметим, что часто (в особенности это касается случаев, когда нет опыта производства подобных передач) правильность выбора этих величин проверяется на практике или с помощью расчетной оценки чувствительности передачи

к действию погрешностей. Главными критериями оценки были:

- размеры суммарного пятна;
- склонность передачи к кромочному контакту.

Исследованные монтажные погрешности: межосевой угол (МОУ), межосевое расстояние (МОР) и осевое смещение колеса (Δ_z). Величи-

ны погрешностей взяты из стандарта на допуски конических зубчатых передач (ГОСТ 1758–81) по девятой степени точности.

Моделирование влияния погрешностей на суммарное пятно контакта [13] произведено в программе КОМПАС-3D следующим образом:

- создаются сборки, состоящие из моделей шестерни и колеса (точки боковых поверхностей зубьев импортированы из расчетных инструментов, описанных выше, остальные поверхности деталей созданы с помощью геометрических примитивов КОМПАС-3D);

- с помощью функции поворота одной из деталей (плоского колеса) зубья доводятся до касания друг с другом;

- мгновенные площадки контакта (рис. 7, а) в нескольких фазах зацепления определяются с помощью поворота колеса на небольшой, одинаковой для всех фаз, угол и булевой операции вычитания шестерни из колеса;

- суммарное пятно контакта образуется как совокупность мгновенных площадок при объединении множества сборок (рис. 7, б).

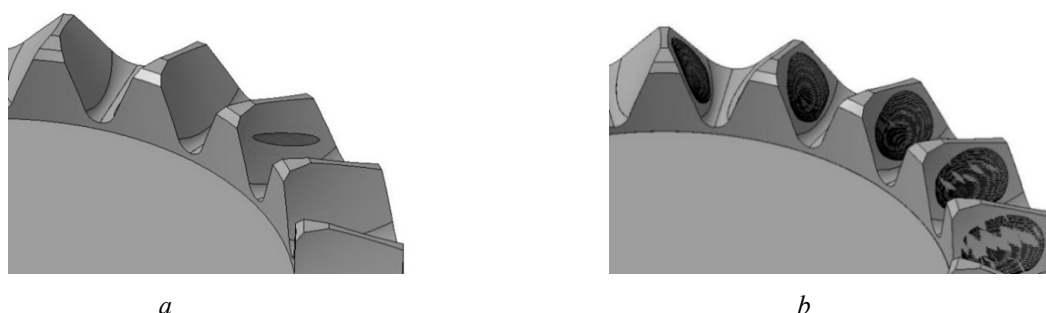


Рис. 7. Пример моделирование пятна контакта передачи в КОМПАС-3D: а – площадка контакта; б – пятно контакта

Fig. 7. Example of gear contact pattern simulation in КОМПАС-3D: а - contact area; б - contact pattern

Величина углового внедрения $\Delta\varphi$ шестерни в радианах задана соответственно толщине снимаемого слоя краски, используемой для контроля пятна контакта по рекомендации Н. Ф. Хлебалина [14]:

$$\Delta\varphi = 0,006\sqrt{m_n}/r_{2cp},$$

где r_{2cp} – средний диаметр плоского колеса.

Площадь суммарного пятна контакта оказалась стабильной при всех рассмотренных погрешностях и составила около 50 % площади

боковой поверхности зуба, причем по высоте она составила около 60 % высоты зуба, а по длине – около 70 % (табл. 2). Эти показатели соответствуют 7-й степени точности, и следует признать выбранную величину модификаций приемлемой. Пятно контакта вышло на кромку у носка зуба лишь при максимальных значениях погрешностей, что может быть основанием для назначения несимметричных предельных отклонений на соответствующие размеры корпуса головки.

Таблица 2. Пятно контакта плоскоколесной передачи при различных погрешностях монтажа

Table 2. Contact pattern of face gear under various mounting error

		Без погрешности установки			
$\Delta_z = +0,04$ мм		$\Delta_{MOY} = +0,05$ мм		$\Delta_{MOP} = +0,036$ мм	
$\Delta_z = -0,04$ мм		$\Delta_{MOY} = -0,05$ мм		$\Delta_{MOP} = -0,036$ мм	

Выбор инструмента и стратегии обработки зубьев

В качестве режущих инструментов применяются концевые фрезы. Очевидно:

– что окончательное формирование зуба на его впадине должно быть произведено сферической фрезой с диаметром, не превосходящим ширины впадины у основания зуба;

– удаление большей части материала впадины между зубьями желательно производить фрезами с большими диаметрами (это способствует повышению производительности обработки).

Кроме того, и для производительности обработки, и для качества поверхности и последующей работы передачи имеет значение выбор траектории инструмента [15, 16].

Стратегия обработки зубьев плоского колеса состоит из следующих этапов (рис. 8).

1. Построчная черновая обработка (рис. 8, *a*). На данном этапе происходит удаление большей части снимаемого материала. Шаг между проходами составляет 0,5 мм. В качестве инструмента была выбрана коническая концевая фреза диаметром 3 мм.

2. Построчная получистовая обработка (рис. 8, *b*) цилиндрической концевой фрезой диаметром 2 мм с радиусом при вершине 0,5 мм. Максимальная высота гребешка между проходами составляет 0,05 мм. На этом этапе происходит сглаживание ступенек поверхностей зубьев перед чистовой обработкой, а также обработка участка впадины зуба; использование фрезы с большим радиусом при вершине, а не сферической фрезы связано с тем, что скорость резания на вершине сферической фрезы равна нулю, следовательно, будет наблюдаться затирание и повышенный износ инструмента.

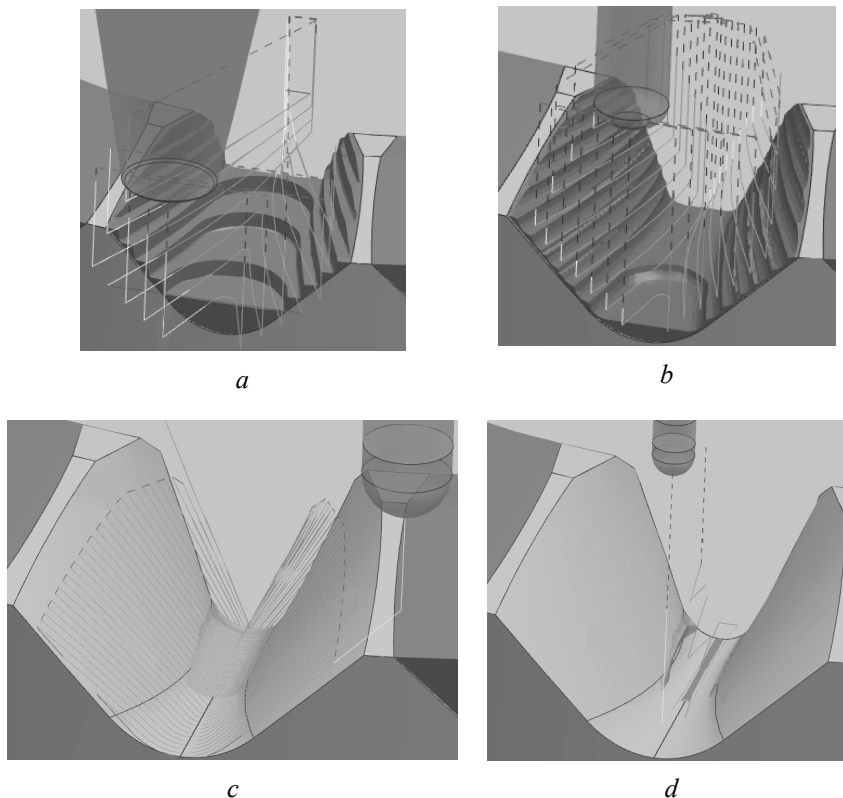


Рис. 8. Стратегия обработки зубьев плоского колеса: *a* – построчная черновая обработка; *b* – построчная получистовая обработка; *c* – чистовая обработка; *d* – доработка участка впадины зуба

Fig. 8. Strategy of face gearwheel tooth machining: *a* - line rough machining; *b* - line semifinish machining; *c* - finish machining; *d* - finishing of the tooth space

3. Чистовая обработка (рис. 8, *c*) сферической фрезой диаметров 2 мм с шагом между проходами 0,2 мм. В качестве стратегии обработки на данном этапе было выбрано плунжерное фрезерование. При применении плунжерно-

го фрезерования уменьшается окружная сила резания, что приводит к повышению точности обработки по сравнению с построчным фрезерованием. Кроме того, направление получаемых таким образом гребешков составляет больший

Заключение

При расчете геометрии плоскокопальной зубчатой передачи угловой приводной головки в частности показано, что с относительно небольшими затратами можно подготовить мелкосерийное или единичное производство таких передач в условиях неспециализированного предприятия. Конечно, полученные параметры производительности зубообработки плоского колеса не являются удовлетворительными для условий серийного и массового производства [16], однако относительно малые затраты на подготовку с лихвой компенсируют отмеченный недостаток в единичном или мелкосерийном производстве приводного инструмента. Это имеет большое значение для предприятий, стремящихся расширить технологические возможности распространенных токарных станков с приводным инструментом и трехкоординатных обрабатывающих центров. Рассмотренная технология позволяет гибко варьировать параметрами локализации контакта, адаптируя зацепления передач к действию неизбежных погрешностей изготовления и деформаций конструкции.

Библиографические ссылки

1. Feng G., Xie Z., Zhou M. Geometric design and analysis of face-gear drive with involute helical pinion. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 134, 169-196. DOI 10.1016/j.mechmachtheory.2018.12.020.
2. Лопатин Б. А., Цуканов О. Н. Цилиндрикоконические передачи : монография. Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2005. 200 с.
3. Калашников Д. Б. Проектирование плоскокопальных зубчатых передач в обобщающих параметрах : дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 2007. 149 с.
4. Grendel H.F. Cylkro Gears: An Alternative in Mechanical Power Transmission. *Gear Technology*, May/June, 1996, pp. 27-31.
5. Litvin F.L. Face Gear Drives: Design. Analysis and Testing for Helicopter Transmission Applications. AGMCA Technical Paper 92-FTM-2, 1992.
6. Weck M., Mandt D., Meyer M. and Yvonne op den Dries. Face Gears: An Interesting Alternative for Special Applications – Calculation, Production and Use. *Gear Technology*, September/October, 2001, pp. 27-32.
7. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. М. : Наука, 1968. 584 с.
8. Litvin F.L. Face Gear Drive With Helical Involute Pinion: Geometry, Generation by a Shaper and a Worm, Avoidance of Singularities and Stress Analysis. NASA/CR – 2005-213443. ARL-CR-557.
9. Бружас В. В., Лопатин Б. А., Полуэктов Е. А. Разработка твердотельных моделей зубчатых колес различной геометрии // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2016. № 4. С. 20–25. DOI 10.22213/2413-1172-2016-4-22-25.

10. Zhou Y., Wu Y., Wang L., Tang J., Ouyang H. A new closed-form calculation of envelope surface for modeling face gears. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 137, 211-226. DOI 10.1016/j.mechmachtheory.2019.03.024.

11. Трубочев Е. С. Определение предельного осевого угла профиля червяка спиральной передачи // Теория и практика зубчатых передач : труды междунар. конф. Ижевск, 1996. С. 375–379.

12. Guo H., Gonzalez-Perez I., Fuentes-Aznar A. Computerized generation and meshing simulation of face gear drives manufactured by circular cutters. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 133, 44-63. DOI 10.1016/j.mechmachtheory.2018.11.002.

13. Хлебалин Н. Ф. Нарезание конических зубчатых колес. Л. : Машиностроение, 1978. 155 с.

14. Staudt J., Löpenhaus C. and Klocke F. Performance of Gears Manufactured by 5-Axis Milling. *Gear Technology*, March/April, 2017, pp. 58-65.

15. Álvarez A., Lacalle L. N.L. de Lacalle, Olaz A., Rivero A. Large Spiral Bevel Gears on Universal 5-axis Milling Machines: A Complete Process. *Proc. Engineering*, 2015, 132, 397-404. DOI 10.1016/j.proeng.2015.12.511.

16. Чуваков А. Б., Пахомов Д. С. Повышение производительности обработки деталей на многоцелевых станках с ЧПУ токарной группы // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2014. № 2. С. 13–16.

References

1. Feng G., Xie Z., Zhou M. Geometric design and analysis of face-gear drive with involute helical pinion. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 134, 169-196. DOI 10.1016/j.mechmachtheory.2018.12.020.
2. Lopatin B.A., Cukanov O.N. *Cilindro-konicheskie peredachi* [Face gears]. Chelyabinsk, YuUrGU Publ., 2005, 200 p. (in Russ.).
3. Kalashnikov D.B. *Proektirovanie ploskokolesnyh zubchatyh peredach v obobshhajushhih parametroh* [Designing face gears in generalizing parameters]: PhD thesis. Chelyabinsk, 2007, 149 p. (in Russ.).
4. Grendel H.F. Cylkro Gears: An Alternative in Mechanical Power Transmission. *Gear Technology*, May/June, 1996, pp. 27-31.
5. Litvin F.L. Face Gear Drives: Design. Analysis and Testing for Helicopter Transmission Applications. AGMCA Technical Paper 92-FTM-2, 1992.
6. Weck M., Mandt D., Meyer M. and Yvonne op den Dries. Face Gears: An Interesting Alternative for Special Applications - Calculation, Production and Use. *Gear Technology*, September/October, 2001, pp. 27-32.
7. Litvin F.L. *Teoriya zubchatyh zaceplenij* [Theory of gearing]. Moscow, Nauka Publ., 1968, 584 p. (in Russ.).
8. Litvin F.L. Face Gear Drive With Helical Involute Pinion: Geometry, Generation by a Shaper and a Worm, Avoidance of Singularities and Stress Analysis. NASA/CR – 2005-213443. ARL-CR-557.
9. Bruzhas V.V., Lopatin B.A., Polujektov E.A. [Development of Solid-State Models for Gears of Different Geometry]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*,

2016, no. 4, pp. 20-25 (in Russ.). DOI 10.22213/2413-1172-2016-4-22-25.

10. Zhou Y., Wu Y., Wang L., Tang J., Ouyang H. A new closed-form calculation of envelope surface for modeling face gears. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 137, 211-226. DOI 10.1016/j.mechmachtheory.2019.03.024.

11. Trubachev E.S. *Opredelenie predel'nogo oseвого ugla profilya chervyaka spiroidnoj peredachi* [Definition of limiting axial angle of spiroid gear worm profile]. *Materialy mezhdunarodnoj konferencii "Teorija i praktika zubchatyh peredac"* [Proc. of the international conference "Theory and practice of toothed gears"]. Izhevsk, 1996, pp. 375-379 (in Russ.).

12. Guo H., Gonzalez-Perez I., Fuentes-Aznar A. Computerized generation and meshing simulation of face

gear drives manufactured by circular cutters. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 133, 44-63. DOI 10.1016/j.mechmachtheory.2018.11.002.

13. Hlebalin N.F. *Narezanie konicheskikh zubchatyh koles* [Bevel gear cutting]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1978, 155 p. (in Russ.).

14. Staudt J., Löpenhaus C. and Klocke F. Performance of Gears Manufactured by 5-Axis Milling. *Gear Technology*, March/April, 2017, pp. 58-65.

15. Álvarez A., Lacalle L. N.L. de Lacalle, Olaiz A., Rivero A. Large Spiral Bevel Gears on Universal 5-axis Milling Machines: A Complete Process. *Proc. Engineering*, 2015, 132, 397-404. DOI 10.1016/j.proeng.2015.12.511.

16. Chuvakov A.B., Pahomov D.S. [Increase of CNC Lathe Machining Productivity]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2014, no. 2, pp. 13-16 (in Russ.).

Aspects of Design and Technology Preproduction of Face Gears of Drive Heads

E.S. Trubachev, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

S.D. Kolchin, Master's Degree Student, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

The paper, which is mainly of applied character, considers an important aspect of import substitution in mechanical engineering – preproduction of gears for angular drive heads applied in metal cutting machine-tools. These gears operate in strict conditions of relatively high loads and speeds and possess small overall dimensions. In particular, the new technique of design and production of alternative face (mixed, non-involute) gears is proposed, which is the convenient technical and technological solution for enterprises specializing in production of bevel gears. The technique for gear cutting is considered; it implies application of common gear cutting tools and equipment for pinion teeth and the common vertical three-coordinate machining center and end tools.

Geometrical analysis of the gear is carried out by two methods that gave practically the same result: by the software KISSsoft and our own developed software. Simulation of meshing errors is carried out by means of the CAD system KOMPAS-3D. The paper presents the results of gear analysis, tooth cutting, evaluation of contact pattern sensitivity to the action of mounting errors and evaluation of the gear specimen that showed the correctness of the made decisions on gear layout and modification of tooth flanks.

Keywords: drive head, face gear, geometry analysis, contact pattern, gear cutting.

Получено 15.04.2019

Образец цитирования

Трубачев Е. С., Колчин С. Д. Аспекты конструкторско-технологической подготовки производства плоскокопесной зубчатой передачи приводной головки // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2019. Т. 22, № 2. С. 11–21. DOI 10.22213/2413-1172-2019-2-11-21.

For Citation

Trubachev E.S., Kolchin S.D. [Aspects of design and technology preproduction of face gears of drive heads]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2019, vol. 22, no. 2, pp. 11-21 (in Russ). DOI 10.22213/2413-1172-2019-2-11-21.