

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРОФИЛЬНЫХ ЦИКЛОИДАЛЬНЫХ КОЛЕС ПЕРЕДАЧИ С ПТК

*Д.А. Покатилов, магистрант гр 4АМ31,
Е.А. Ефременков, доцент кафедры ФВТМ
Томский политехнический университет, 634050, г.Томск, пр.Ленина, 30,
тел. (923)-410-83-37
E-mail: diman.ice@mail.ru*

Современные механические, электромеханические и исполнительные механизмы характеризуются качеством, точностью и надежностью применяемых передач в их узлах. Применение тех или иных передач на прямую влияют на эффективность работы механизмов.

С повышением требований к механизмам, возникает потребность в передачах способных наиболее полно удовлетворить требованиям заказчика. Наиболее перспективно, с точки зрения обеспечения необходимых технических характеристик, использовать передачи с промежуточными телами качения (ПТК). Эти передачи получили широкое распространение в промышленности, на их долю приходится основная масса изготавливаемых механизмов с ПТК [1, 2]. Основными трудностями при изготовлении передач с ПТК является высокая точность ответственных деталей передачи. Это требует больших затрат времени при изготовлении механизмов на базе данных передач и сказывается на себестоимости изделий. В настоящее время производители заинтересованы в снижении точности ответственных делатели передач с ПТК без ущерба их техническим характеристикам. Таким образом, изучение точности изготовления ответственных деталей этих передач является актуальным.

Постановка задачи

Наиболее перспективной из передач с ПТК является передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой (рис. 1).

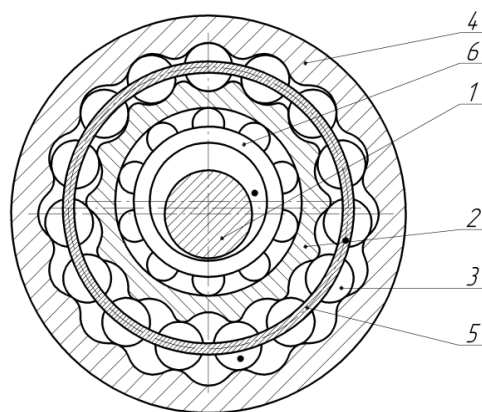


Рис. 1. Передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой: 1 – входной вал с эксцентриком (генератор); 2 – кулачок; 3 – промежуточные тела качения; 4 – венец; 5 – сепаратор; 6 – подшипник качения.

Эта передача позволяет наиболее полно обеспечивать требуемый комплекс технических характеристик [3]. Из описания работы этой передачи [4] следует, что ответственными деталями являются колеса с циклоидальным профилем и

цилиндрические тела качения. Профильные колеса и тела качения выполняются с высокой точностью (по 6-7 качеству), которая может определять временные затраты на производство механизма в целом. Все эти детали являются тяжело нагруженными и выполняются с термообработкой на высокую твердость (максимальную для выбранной стали). Основная сложность в изготовлении профильных колес состоит в получении точного циклоидального профиля наряду с высокой твердостью точной детали.

Таким образом, необходимым является выполнение анализа точностей изготовления ответственных деталей этих передач, с сохранением качества зацепления и, как следствие точности работы механизма. А также определение необходимых и достаточных точностей ответственных деталей, позволяющих снизить себестоимость производственного процесса. Полученные данные могут быть использованы для всего класса передач с ПТК.

Анализ качества зацепления. Рассмотрим контактирующие звенья на примере циклоидальной передачи с ПТК и свободной обоймой с точки зрения точности их изготовления. Здесь под точностью изготовления следует понимать степень приближения действительных размеров к теоретическим [5]. Точность деталей по геометрическим параметрам определяется совокупностью нескольких параметров, однако для нас представляет интерес точность получаемых размеров деталей передачи, непосредственно участвующих в зацеплении.

Анализируя точность изготовления деталей передачи с ПТК и свободной обоймой, необходимо понимать что, погрешности размеров при изготовлении не только неизбежны, но и допустимы в некоторых пределах, при которых детали способны удовлетворить требованиям сборки и работоспособности передачи.

Под погрешностью размеров деталей одного типоразмера понимают такую характеристику как допуск. Так годные детали должны иметь размеры в границах, образуемых предельными отклонениями допуска на соответствующий размер.

Допуск является мерой точности. Чем меньше допуск, тем выше требуемая точность и трудоемкость изготовления деталей, но тем меньше допускается колебание действительных размеров деталей и, следовательно, колебание зазоров и натягов в зацеплении. Таким образом, допуск размера непосредственно влияет на трудоемкость изготовления и себестоимость деталей [5], обеспечивающих работоспособность механизма.

Рассмотрим схему зацепления передачи с ПТК и свободной обоймой (рис. 2). Здесь наглядно продемонстрировано относительное положение допусков деталей передачи с ПТК и свободной обоймой.

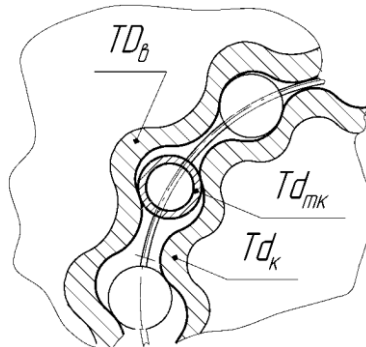


Рис. 2. Схема расположения допусков в зацеплении передачи с ПТК и свободной обоймой.

В данной работе исследуется существующая передача с ПТК и свободной обоймой, состоящая из деталей, выполненных в допусках по основным отклонениям системы вала (рис. 2). Согласно этой системы допуск диаметральных размеров венца (TD_B) принимают положительные значения как у отверстия, а у тела качения (Td_{TK}) и кулачка (Td_K) – отрицательные, как у валов.

Согласно существующей технической и конструкторской документации, венец с циклоидальным профилем выполнены по 7 квалитету с допуском по Н, тело качения – по h6, а кулачок – по h7. В дальнейшем предлагается применять обозначение точности контактирующих деталей (звеньев) передачи, согласно точности звеньев, расположенных в последовательности: венец-тело качения-кулачек, – Н7-h6-h7 (как было указано выше).

Определение максимального зазора в зацеплении

Опираясь на выше представленную схему (рис. 3), определение максимального зазора (Δ_{max}) схематично можно представить, как показано на рисунке 4.

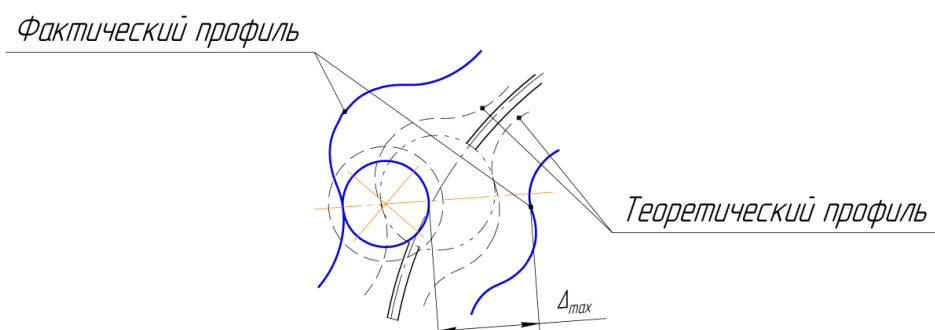


Рис. 3. Схема определения максимального зазора в зацеплении передачи с ПТК и свободной обоймой.

На рисунке 3 изображен один из вариантов предельного расположения звеньев, соответствующий максимальному допуску размера деталей. Когда действительные размеры контактирующих деталей достигнут максимального предельного значения (допуска), тело качения может занять либо крайнее верхнее положение (рис. 3), либо крайнее нижнее, образовав между контактирующими деталями зазор Δ_{max} .

Рассмотрим определение Δ_{max} для зацепления в передачи с ПТК и свободной обоймой.

Опираясь на схему (рис. 3) максимально допустимый зазор на сторону, по основным отклонениям Н-h, определим по формуле:

$$\Delta_{max} = \frac{TD^B}{2} + Td^{TK} + \frac{Td^K}{2}, \quad (1)$$

где TD^B - допуск отклонения диаметрального размера венца; Td^{TK} - допуск отклонения диаметрального размера тела качения; Td^K - допуск отклонения диаметрального размера кулачка.

На ряду с определением максимального зазора, так же необходимым становится определение и предельных зазоров по верхнему значению ($\Delta_{вх}^{пред}$) допуска для всех размеров контактирующих звеньев и по нижнему значению $\Delta_{н}^{пред}$ их допусков.

Тогда для $\Delta_{вх}^{пред}$

$$\Delta_{вх}^{пред} = \frac{TD^B}{2} + 0 + \frac{0}{2} \quad (2)$$

для $\Delta_{н}^{пред}$

$$\Delta_{\text{н}}^{\text{пред}} = 0 + Td^{\text{тк}} + \frac{Td^{\text{к}}}{2} \quad (3)$$

Пример расчета. Для примера рассмотрим зацепление передачи с ПТК и свободной обоймой, со следующими размерами контактирующих деталей:

$$D_{\text{впадин}}^{\text{в}} = 69,2\text{H}7^{(+0.03)} \text{ мм.}; \quad Td^{\text{тк}} = 5\text{h}6_{(-0.008)} \text{ мм.};$$

$$d_{\text{впадин}}^{\text{к}} = 56\text{h}7_{(-0.03)} \text{ мм.}$$

Здесь допуск на каждую деталь равен соответственно:

$$TD^{\text{в}} = +0.03 \text{ мм.} \quad Td^{\text{тк}} = -0.008 \text{ мм.} \quad Td^{\text{к}} = -0.03 \text{ мм.}$$

Произведем расчет максимального зазора Δ_{max} и предельных зазоров по отклонениям посадок Н7-h6-h7, используя выражения (1) – (3):

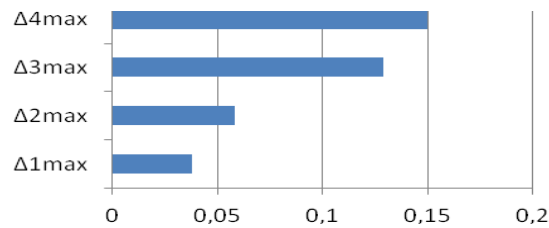
$$\Delta 1_{\text{max}}^{\text{H}7-\text{h}6-\text{h}7} = 0.038 \text{ мм.}$$

$$\Delta_{\text{вх}}^{\text{пред.}} = 0.015 \text{ мм.}$$

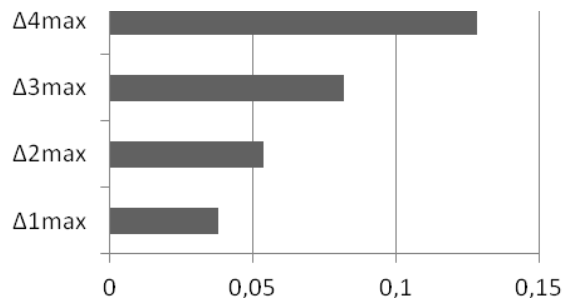
$$\Delta_{\text{верх.}}^{\text{пред.}} = 0.023 \text{ мм.}$$

Для анализа изменения максимально допустимого зазора выполним аналогичные расчеты для такого же сочетания посадок, но при изменении качества на единицу:

$$\Delta 2_{\text{max}}^{\text{H}8-\text{h}7-\text{h}8} = 0.058 \text{ мм.}; \quad \Delta 3_{\text{max}}^{\text{H}9-\text{h}8-\text{h}9} = 0.129 \text{ мм.}; \quad \Delta 4_{\text{max}}^{\text{H}10-\text{h}9-\text{h}10} = 0.15 \text{ мм.}$$



а)



б)

Рис. 4. Гистограммы изменения максимально возможного получаемого зазора, в зависимости от сочетания квалитетов основных отклонений (мм): а) при изменении квалитета на единицу; б) при неизменном квалитете тела качения.

Из гистограммы 4 а, видно, что при уменьшении точности происходит рост максимального возможного зазора, что является не желательным фактором для работоспособности передачи. Однако в реальных производственных условиях получение максимального зазора маловероятно. Наиболее вероятно получение размеров по середине полей допусков и в пределах значений $\Delta_{\text{вх}}^{\text{пред.}}$ и $\Delta_{\text{н}}^{\text{пред.}}$.

Так же выполнен расчет значений максимально возможных зазоров, при увеличении квалитетов профильных колес с постоянным квалитетом тела качения.

Из гистограммы 4 б видно уменьшение максимально возможного зазора в сравнении с предыдущим вариантом. Таким образом, изменяя квалитеты и посадки профильных колес можно подобрать необходимые значения, обеспечивающие зазор в зацеплении на уровне исходного. В настоящее время достаточной точностью профильных колес для производства является 0,1 мм. Поэтому необходимо подбирать квалитеты для обеспечения работоспособности передачи с точностями деталей в этих пределах.

Заключение. Выполнен анализ точностей изготовления контактирующих деталей передачи с ПТК и свободной обоймой, определен максимально возможный зазор в зацеплении исследуемой передачи для точности, обеспечиваемой на производстве в настоящее время $\Delta 1_{max}^{H7-h6-h7} = 0.038$ мм. Также определены необходимые и достаточные точности ответственных деталей, позволяющие снизить себестоимость производственного процесса. Полученные данные могут быть использованы для всего класса передач с ПТК.

Список литературы:

1. Панкратов Э.Н. Проектирование механических систем автоматизированных комплексов для механообрабатывающего производства.: Практикум лидера-проектировщика. – Томск: изд-во Том. Ун-та, 1998.
2. Компания «SIMACO». Электронный ресурс: <http://smc.tomsk.ru/>.
3. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: дис. ...канд.тех.наук. – Томск, 2002. – 126 с.
4. Ефременков Е.А. Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида // Известия ТПУ. – 2005. – № 1.
5. Мягков В.Д. Допуски и посадки: Справочник. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. – Ч. 1. 543 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА

Е.А. Халабузар, студент гр. 1БМ31

Томский политехнический университет, 634050, г. Томск, ул. Ленина, 30,

тел.(3822)-417-307

E-mail: halabuzar92@mail.ru

Пневматические механизмы в различных машинах, особенно в машинах, автоматизирующих технологические процессы, находят в настоящее время очень широкое применение. Практика использования пневматических систем автоматизации, как и следовало ожидать, намного определила теоретические разработки по этому вопросу.

Рассмотрим один из случаев зависимости движения поршня, его ускорений, скорости и пути перемещения, а также давлений, возникающих в рабочей полости