

УДК 621.7

О вопросе уровня шума пластмассовых зубчатых колес

Сошонков В.Е., Каюмов А.Ф.

Руководитель: Гавариев Р.В.

ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технический университет им.А.Н.Туполева-КАИ» г.Набережные Челны,Россия

Аннотация: В статье рассмотрен вопрос использования малошумных пластмассовых зубчатых колес, работающих в различных условиях. Рассмотрены конкретные практические рекомендации по повышению работоспособности зубчатых колес, предложены специальные материалы с повышенными эксплуатационными свойствами. Зацепление цилиндрических колес с различной продольной (вогнутой и выпуклой) модификацией зубьев, существенно повышает качество цилиндрических зубчатых передач благодаря достижению достаточно по площади и локализованного по середине зуба пятна контакта рабочих поверхностей. Для реализации такого зацепления целесообразно использовать процессы зубонарезания по методу обката, позволяющие сочетать высокую производительность и качество сопряжения модифицированных зубчатых поверхностей.

Ключевые слова: зубчатые колеса, плавность хода, эвольвента

Одним из факторов, определяющих способность системы зубчатого привода гасить колебания, является материал колеса. Заменой в зубчатой паре хотя бы одного колеса на изготовленное из пластмассы можно добиться значительного эффекта в снижении уровня шума. Исследованиями установлено, что шум зубчатых колес из пластмассы на всех скоростных режимах и нагрузках ниже шума стальных колес, причем наиболее эффективное снижение шума достигается в высокоскоростных передачах, на резонансных режимах и повышенных нагрузках. Нагрузочную способность передач с пластмассовыми зубчатыми колесами можно увеличить, применив специальный исходный контур с малым профильным углом и увеличенной высотой зубьев. Так как модуль продольной упругости пластмасс в 20 - 170 раз меньше модуля продольной упругости стали, то деформации зубьев из пластмасс значительно больше, чем стальных, и поэтому при одинаковой точности изготовления в этом случае нагрузку передавать будут одновременно несколько пар зубьев.

С повышением температуры несущая способность пластмассовых зубчатых колес снижается.

Многие авторы рекомендуют производить расчет пластмассовых зубчатых колес на основании соотношений, вытекающих из формул, выведенных еще в прошлом столетии Бахом []. Очевидно, что результаты расчетов, выполненных с помощью этих формул, еще менее точны.

Боковой зазор между зубьями в зацеплении пластмассовых зубчатых колес, изготавливаемых любым способом, должен быть больше, чем для

металлических зубчатых колес тех же размеров. Объясняется это большим коэффициентом теплового расширения пластмасс и их большими деформациями. При недостаточном боковом зазоре может произойти заклинивание зубчатой передачи.

Для оценки тепловой напряженности металлополимерной зубчатой передачи предварительно определяют температуру разогрева пластмассового зубчатого колеса в результате гистерезисных потерь при циклическом деформировании, а также рассеивания механической энергии на скользящем контакте в результате трения.

В периодически работающих механизмах (например, механизмах передвижения грузоподъемных устройств) пластмассовые зубчатые колеса могут работать с ограниченной консистентной смазкой; однако из опытов следует, что в общем случае обильно смазываемые пластмассовые зубчатые колеса служат дольше, чем не смазываемые или слабо смазываемые. Для негигроскопичных пластмасс, например для древесно-слоистых пластиков, смазкой может служить вода.

Как зуборезный инструмент, так и зубообрабатывающее оборудование являются общими при нарезании металлических и пластмассовых зубчатых колес.

Неметаллическое зубчатое колесо обычно работает в паре со стальным или чугунным; пары с пластмассовыми зубчатыми колесами имеют очень малую несущую способность вследствие низкой теплопроводности пластмасс.

Несмотря на преимущества пластмасс как материалов для зубчатых колес, существует ряд ограничений к применению пластмассовых зубчатых колес.

В периодически работающих механизмах (например, механизмах передвижения грузоподъемных устройств) пластмассовые зубчатые колеса могут работать с ограниченной консистентной смазкой; однако из опытов следует, что в общем случае обильно смазываемые пластмассовые зубчатые колеса служат дольше, чем несмазываемые или слабо смазываемые. Для негигроскопичных пластмасс, например для древесно-слоистых пластиков, смазкой может служить вода [2].

Использованию полимерных материалов в конструкциях волновых зубчатых передач способствует прежде всего то обстоятельство, что при одной и той же, по сравнению с обычными зубчатыми передачами, полезной нагрузке мощность сил трения в зоне контакта волновых передач намного меньше, а следовательно, меньше тепловыделение и локальный нагрев поверхностей зубьев, что весьма благоприятно влияет на работоспособность пластмассовых зубчатых колес. Исследования показали, что применение волновых передач позволяет расширить область использования полимеров в конструкциях передач, работающих под нагрузкой. Кроме того, пластмассовые гибкие и жесткие колеса могут эксплуатироваться в кинематических передачах, узлах настройки приборов, делительных и установочных приспособлениях. Становится реальной возможность работы металлополимерных, а в некоторых случаях и полимерных, волновых передач в условиях ограниченной смазки или

при ее отсутствии. Кинематические пары сопряженных зубьев характеризуются высокой износостойкостью и относительно небольшими потерями.

Малонагруженные зубчатые колеса могут быть изготовлены из пластмассы. Пластмассовые зубчатые колеса применяют главным образом тогда, когда необходимо снизить шум при работе передач. Из пластмассы (текстолит, лигнофоль - древопластик, поликарбонат и др.) изготавливают обычно одно из колес пары; второе - из стали или чугуна. Малонагруженные зубчатые колеса могут быть изготовлены из пластмассы. К пластмассовым зубчатым колесам прибегают главным образом тогда, когда предъявляются повышенные требования к бесшумности работы.

Как известно, профильная модификация зубьев металлических зубчатых колес повышает нагрузочную способность благодаря снижению динамических усилий, возникающих при пересопрежении зубьев, а также снижает уровень шума. При испытании пластмассовых зубчатых колес с профильной модификацией головок и ножек было установлено, что уровень шума не уменьшился, а несущая способность снизилась на 20 % по сравнению с зубчатыми колесами без профильной модификации зубьев [3].

Как показала практика, комбинированная передача с пластмассовыми и металлическими шестернями обладает наибольшей работоспособностью, так как образующееся во время эксплуатации передачи тепло интенсивно отводится через металлическую шестерню и тем самым улучшаются условия работы передачи. С этой же целью иногда большие пластмассовые зубчатые колеса выполняются составными: пластмассовый венец, металлическая ступица. В исключительных случаях, например при наличии среды, способствующей интенсивной коррозии, применяют зубчатые передачи, выполненные из пластмасс.

Cornelius, установлено, что пластмассовые зубчатые колеса подвергаются следующим повреждениям: излому, пластическим деформациям, износу и при жидкой смазке выкрашиванию.

С увеличением модуля зацепления несущая способность пластмассовых зубчатых колес увеличивается не столь существенно, как это наблюдается для металлических колес. Непропорциональный увеличению модуля рост несущей способности объясняется высокой податливостью пластмассовых зубьев - при одинаковых нагрузках фактический коэффициент перекрытия возрастает тем больше, чем меньше размеры зубьев. По этой же причине не наблюдается предсказываемого теорией увеличения допускаемой нагрузки при увеличении угла зацепления.

Влияние наклона линии зуба на изломную прочность зубьев косозубых колес оценивается коэффициентом U_p , представляющим собой отношение нагрузок, которые могут передавать из условия изломной прочности косозубая и прямозубая передачи.

Уровень шума (вибраций) является одним из основных показателей качества цилиндрических, конических, гипоидных и червячных передач, работающих при высоких окружных скоростях. Эти передачи, установленные в ответственных узлах, механизмах и машинах, должны передавать вращение и

механическую энергию плавно и бесшумно. Потенциальными источниками возникновения шума являются передаваемая нагрузка, частота вращения, жесткость конструкции и точность изготовления корпуса, валов и подшипников, погрешности зацепления элементов передачи [4].

Известно, что в системе привода цилиндрические, конические, гипоидные и червячные передачи действуют как генератор шума (вибраций), частота которого зависит от числа зубьев и частоты вращения элементов передачи. В широкополосном частотном спектре шума (вибраций) доминирующими являются основная частота (первая гармоника), а также вторая и третья гармоники, которые составляют 98 % шума (вибраций), создаваемых зацеплением передач.

Первая гармоника (основная частота) характеризуется частотой пересопрежения зубьев, ее величина зависит от конструкции передачи. Вторая гармоника (удвоенная основная частота) определяется формой и положением пятна контакта, она проявляется при очень широком и длинном пятне контакта и может быть более мощной, чем первая. Третья гармоника (утроенная основная частота) связана с параметрами шероховатости боковых поверхностей зубьев, ее снижают тщательным проведением финишных операций.

Уровень шума зубчатых передач определяется точностью зубчатых зацеплений, инерционными и жесткостными параметрами системы. Погрешности зацепления являются возбудителями вынужденных колебаний, а инерционные и жесткостные параметры определяют собственные колебания системы.

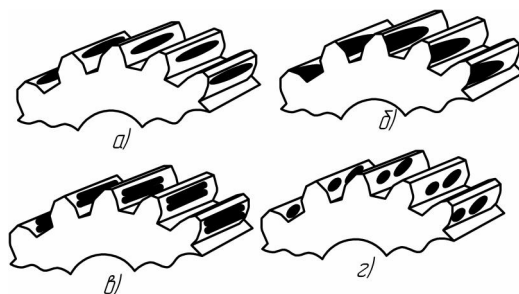


Рис. 1. Различные формы пятна контакта зубчатых пар

На рис. 1 показаны различные формы пятен контактов зубчатых пар. При форме пятна контакта, показанной на рис. 1, а, зубчатая передача издает шелест или легкое гудение низкого тона; такие зубья можно считать годными. При форме пятна, показанной на рис. 1, б, без нагрузки слышен шелест, а под нагрузкой — вой; эти зубья негодны. Также представляют брак и зубья с формами пятен контактов, показанных на рис. 1, в и г. Без нагрузки они издают мелкий стук, а под нагрузкой — вой и частый перемежающийся стук, в другом — частый перемежающийся стук без нагрузки и вой под нагрузкой. Возникновению повышенного шума способствуют погрешности расточки базовых отверстий в корпусе зубчатой передачи. При тщательном изготовлении зубчатых колес перекосы валов, на которых они монтируются, могут привести к результатам, аналогичным тем, какие получаются при погрешностях самих

зубчатых колес. Снижение вибраций и шума зубчатых передач можно достигнуть следующими способами [5].

Первый способ — изменение формы зубьев. Если им придать бочкообразную форму, то в результате улучшения контакта между зубьями и уменьшения влияния перекоса зубьев шум взаимодействующих зубчатых колес снизится на 3—4 дБ.

Другой способ снижения вибраций и шума — фланкирование профилей зубьев для компенсации погрешностей при изготовлении и монтаже зубчатых колес, а также для уменьшения влияния деформации зубьев при их работе под нагрузкой.

Улучшается вибрационная и шумовая характеристика зубчатых колес в результате введения операции шевингования зубьев, повышающей плавность зацепления. Некоторого снижения вибраций и шума можно достигнуть применением отделочной операции — притирки зубьев при помощи специальных притиров.

Зубчатые пары подбирают по форме пятна контакта зубьев для обеспечения качественного сопряжения рабочих поверхностей зубьев ЗК в целях достижения плавной и долговечной их работы. Теоретически правильная форма пятна контакта зубьев ведущего $(0,1m)$ и ведомого $[(0.2-0.3)m]$ цилиндрических ЗК представлена на рис.2

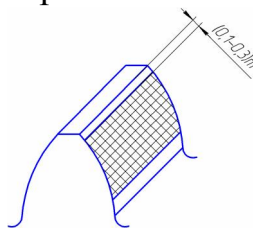


Рис.2. Форма и расположение пятна контакта зубьев цилиндрических зубчатых колес (m -модуль)

Но практически достичь такой формы пятна касания боковых поверхностей зубьев не удастся. Поэтому одним из возможных путей обеспечения качественного контакта зубчатых поверхностей является переход к цилиндрическим передачам с зацеплением продольно модифицированных зубьев, которые обеспечивают пятно касания боковых поверхностей эллипсообразной формы с отрывом от концов зубьев и от их вершин.

При этом возможны различные варианты выполнения зубьев таких передач, каждый из которых имеет свои особенности. На рис.3 показаны сечения зубьев по нормали к сопрягающимся эвольвентным профилям.

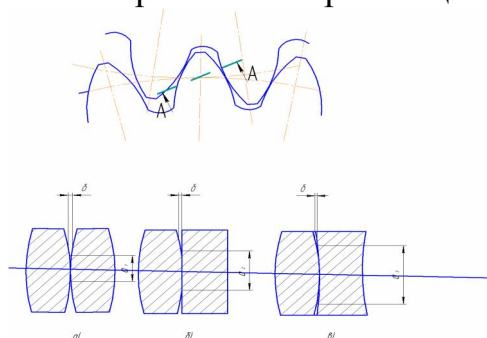


Рис.3. Варианты сопряжения зубьев цилиндрических ЗК с бочкообразной (а), с бочкообразной и прямолинейной (б), с бочкообразной и вогнутой (в) продольной модификацией зубьев в передаче

При зацеплении бочкообразных зубьев (рис.3, а) вероятность кромочного контакта практически исключена. Однако наличие локализованного контакта таких зубьев вызывает концентрацию напряжений на узкой площадке по середине зубчатого венца.

Поэтому более благоприятным является зацепление бочкообразных и прямолинейных зубьев (рис.3, б). Вариант зацепления зубьев с продольной отрицательной (вогнутой) модификацией и положительной (бочкообразной) является предпочтительным (рис.3, в), так как обеспечивает максимальные размеры пятна контакта при гарантии отсутствия кромочного зацепления.

Из схемы на рис.3 видно, что при одинаковом минимальном отводе сопрягающихся поверхностей зубьев, обеспечивающем гарантированный контакт, ширина площадки контакта ЗК с бочкообразными зубьями увеличивается при переходе от сопряжения с выпуклыми зубьями к сопряжению с прямолинейными и вогнутыми зубьями $a_1 < a_2 < a_3$. Соответственно увеличивается и суммарное пятно контакта $F_1 < F_2 < F_3$.

Таким образом, зацепление цилиндрических ЗК с различной продольной (вогнутой и выпуклой) модификацией зубьев, существенно повышает качество цилиндрических зубчатых передач благодаря достижению достаточно по площади и локализованного по середине зуба пятна контакта рабочих поверхностей. При этом требуется обеспечить высокую производительность их изготовления (и особенно – производительность зубообработки). Поэтому для реализации такого зацепления целесообразно использовать процессы зубонарезания по методу обката, позволяющие сочетать высокую производительность и качество сопряжения модифицированных зубчатых поверхностей.

Библиографический список:

1. Калашников С. Н., Калашников А. С., Коган Г. И. Производство зубчатых колес: справочник. М.: Машиностроение 1991. 288с.
2. Гавариев Р.В., Леушин И.О., Савин И.А. Анализ влияния теплового баланса на показатель эксплуатационной стойкости пресс-форм для литья под давлением //Заготовительные производства в машиностроении. М. 2016. №1. С.7-9
3. Гавариев Р.В., Савин И.А., Леушин И.О. Оптимизация теплового баланса пресс-форм при литье под давлением Zn-сплавов под давлением Zn-сплавов //"Литейное производство" М.2014 № 7. с.26-29
4. Савин И.А., Марков В.В. Нищенков А.В. Плохов С.В. Методика теоретического расчета поверхностного натяжения металлических расплавов на основе физической модели энергетического состояния жидкости //"Справочник. Инженерный журнал" (с приложением) М.-2014. -№ 5. с.48-52
5. Гавариев Р.В., Леушин И.О., Савин И.А. Проблема прогнозирования

эксплуатационного ресурса пресс-форм литья под давлением цинковых сплавов и некоторые пути ее разрешения//Справочник. Инженерный журнал с приложением. М. 2013. № 6 с.26-29