

ЧЕМ ОТЛИЧАЕТСЯ ЭВОЛЬВЕНТНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ ОТ ЗАЦЕПЛЕНИЯ НОВИКОВА?

Читатели журнала РиП с интересом следят за дебатами, разгоревшимися вокруг зубчатых передач с зацеплением Новикова и эвольвентных передач. Одним из них было высказано замечание: в журнале отсутствует информация – в чем же состоят различия между этими передачами.

Восполняя этот очевидный пробел, Редакция воспользовалась информацией из книги А.Ф. Крайнева «Механика машин. Фундаментальный словарь», после чего обратилась к В.И. Короткину и Г.А. Журавлеву с просьбой дополнить её и уточнить.

Г.А. Журавлев откликнулся на предложение Редакции. Представляем вариант описания эвольвентного зацепления и зацепления Новикова в редакции Г.А. Журавлева. Аналогичные материалы от В.И. Короткина Редакция не получила.

Эвольвентное зацепление

Парные зубчатые колеса имеют взаимосопряженные торцовые профили зубьев, выполненные по эвольвенте (сх. а). Нормаль к эвольвенте в точке ка-

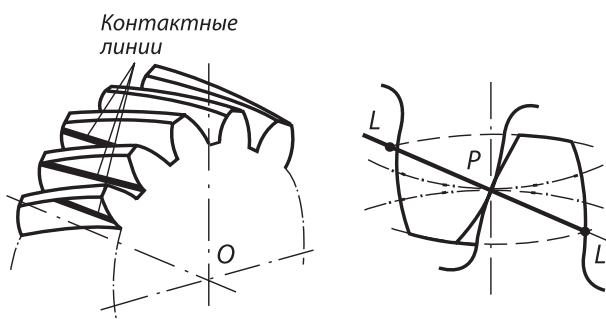


Схема а. Эвольвентное зацепление

сания торцовых профилей проходит через *полюс зацепления P* и при вращении зубчатых колес сохраняет неизменное положение. В торцовой плоскости колес точка контакта перемещается вдоль рабочего участка *линии зацепления* зубьев *LL'*. При работе передачи под нагрузкой образуется вытянутая вдоль контактной линии площадка контакта с незначительной шириной и большой протяженностью вдоль линии зубьев. Эвольвентная передача может быть выполнена не только косозубой и широковенцовою, но и узковенцовою и прямозубой. Она малочувствительна к отклонению межосевого расстояния, имеет благоприятный характер распределения нагрузки вдоль линии зубьев.

Зацепление Новикова (заполюсный вариант)

Поверхности головок зубьев колеса с выпуклыми торцовыми профилями взаимодействуют с поверхностями ножек зубьев парного колеса с вогнутыми торцовыми профилями (сх. б). *Линии зацепления* в торцовой плоскости здесь нет, и начальный пространственный контакт зубьев происходит в точке L'_0 . В процессе зацепления точка контакта движется от одного торца к другому с перекачиванием одного зуба по длине другого. Соприкосновение торцовых профилей взаимодействующих зубьев в точке происходит только в момент пересечения ими линии, обозначенной в торцовой плоскости точкой L'_0 . Контактная точка перемещается параллельно *полюсной линии P* (линии касания начальных цилиндров).

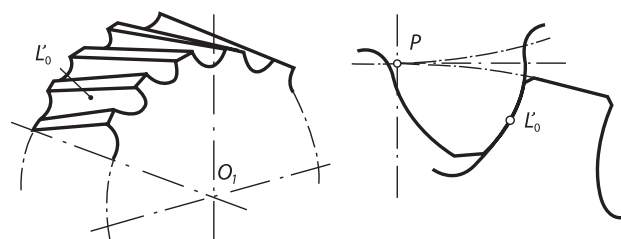


Схема б. Зацепление Новикова

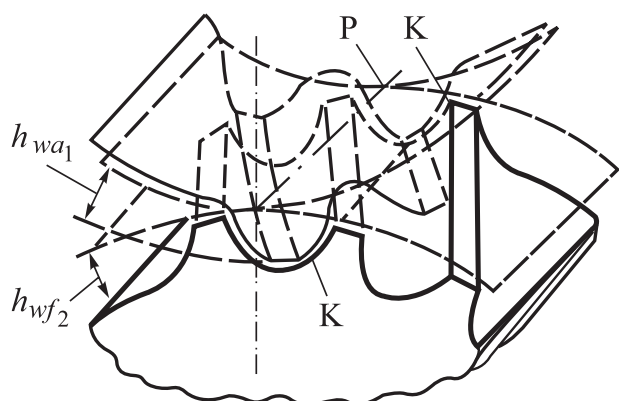
Передача Новикова имеет высокую чувствительность к отклонению межосевого расстояния. При ее работе под нагрузкой образуется площадка контакта со зна-

чительным размером по высоте зубьев и с большой локализацией вдоль линии зубьев. Для обеспечения непрерывности зацепления передача Новикова выполняется с коэффициентом осевого перекрытия зубьев $\epsilon_\beta \geq 1$, например – косозубой с шириной зубчатого венца большей осевого шага.

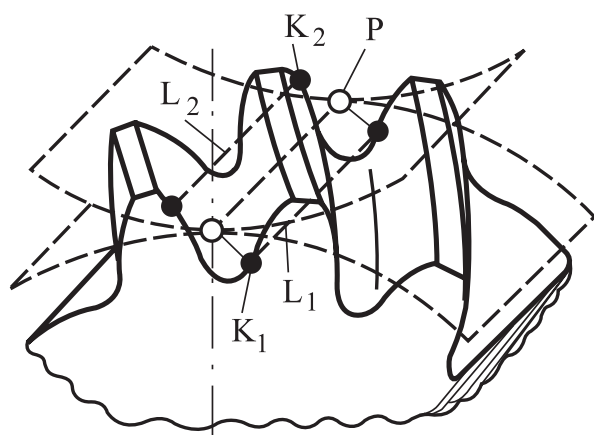
А вот что говорит о зацеплении Новикова энциклопедист **А.Ф. Крайнев**:

НОВИКОВА (ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ) ПЕРЕДАЧА, NOVIKOV'S [NOVIKOV-WILDHABER'S] GEARING

– косозубая цилиндрич. передача с лин. или близким к лин. контактом, у зубчатых колес которой выпуклые поверхности нач. головок зубьев взаимодействуют с вогнутыми поверхностями нач. ножек зубьев, и коэф. торцового перекрытия, равным или близким к нулю. Приближающийся к линейному контакт обеспечивается неск-ко меньшей кривизной профиля вогнутой поверхности зуба в сравнении с кривизной выпуклой поверхности профиля сопряженного с ним зуба. Плав-



а)



б)

ность работы достигается за счет осевого перекрытия, коэф. которого выбирают большим единицы. Различают Новикова передачу с одной (сх. а) и двумя (сх. б) линиями зацепления.

На схеме а обозначения:

- К – контактная точка, перемещаемая поступат. в процессе работы передачи [т. К перемещается по траектории, параллельно полюсной линии];
- Р – линия контакта нач. цилиндров;
- h_{wa1} и h_{wf2} – соотв. высота нач. головки зуба шестерни и высота нач. ножки зуба колеса.

На схеме б обозначения:

- Р – полюсная линия;
- K_1 и K_2 – контактные т. соотв. на ножке и головке зуба;
- L_1 и L_2 – линии зацепления – траектории соотв. контактных т. K_1 и K_2 .

Контактные т. на одной линии зацепления перемещаются одна за другой с интервалом, обозначаемым q_{21} . Интервал между двумя контактными т. на разных линиях зацепления q_{22} – наименьшее расстояние между двумя торцовыми сечениями сопряженных зубч. колес, проведенными через контактные т. одноименных поверхностей двух соседних зубьев зубч. колеса.

Применяют Новикова передачу с двумя линиями зацепления. Они имеют зубья с выпуклыми поверхностями нач. головок и вогнутыми поверхностями нач. ножек. Зубья шестерни и колеса можно нарезать одним инструментом в отличие от Новикова передачи с одной линией зацепления.

Геометр. расчет Новикова передачи с двумя линиями зацепления проводят в зависимости от параметров *исходного контура*.

Делительные диаметры колес

$$d_1 = mz_1 / \cos\beta ; d_2 = mz_2 / \cos\beta ,$$

где z_1, z_2 – числа зубьев колес, m – модуль, β – угол наклона линии зуба ($\beta = 10...22^\circ$ в косозубых и $\beta = 20...30^\circ$ в шевронных передачах). Осевой шаг $p_x = \pi m / \sin \beta$. Ширина зубч. венца колеса $b_2 = (1...1,2) p_x$ или $b_2 = (2...2,2) p_x$ или $b_2 = (3...3,3) p_x$ или $b_2 = (4...4,4) p_x$ (при таких значениях обеспечивается макс. нагрузочная способность передачи). Ширина зубч. венца шестерни $b_1 = b_2 + (0,4...1,5) m$.

Межосевое расстояние

$$a = 0,5 m(z_1 + z_2) / \cos\beta .$$

Диаметры (окружностей) вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a ; d_{a2} = d_2 + 2h_a .$$

Диаметры (окружностей) впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2h_a - 2c; d_{f2} = d_2 - 2h_a - 2c$$

(h_a и c – см. Исходный контур).

Новикова передачу применяют при твердости поверхностей зубьев $H \leq HB 320$ (3200 МПа); модуле $m \leq 16$ мм; окружной скорости $v \leq 20$ м/с. Нагрузочная способность Новикова передач из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев в 2 раза выше, чем у передач с эвольвентным зацеплением с теми же габаритными размерами вследствие большего приведен. радиуса кривизны контактирующих зубьев. Но т.к. Новикова передачи применяют при невысо. твердости поверхности из-за технологических трудностей шлифования зубьев, то по критериям контактных прочности и выносливости они могут уступать передачам с эвольвентным зацеплением. Прочность зубьев при изгибе пример-

но на 5...15% ниже, чем у передач с эвольвентным зацеплением.

Новикова передача имеет более выс. КПД благодаря перекачиванию зубьев без геометр. скольж., но чувствительна к изменению межосевого расстояния. Погрешности изготовления и/или деформирование валов/опор приводят к кромочному зацеплению в отл. от осн. св-ва передачи с эвольвентным зацеплением. Осевое перемещение т. контакта в Новикова передаче приводит к изменению реакции опоры вала в течение одного цикла зацепления и соотв. может вызвать дополн. вибрацию. По этим причинам для Новикова передачи требуется выс. точность изготовления и выс. жесткость валов и опор.

Крайнев А.Ф.

Механика машин. Фундаментальный словарь. – М.: Машиностроение, 2000. – С. 402-403.

От Редакции

О ТРАНСФОРМАЦИИ ВЗГЛЯДОВ ЭНЦИКЛОПЕДИСТА А.Ф. КРАЙНЕВА НА ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ НОВИКОВА

Уважаемые читатели!

Сравните оценку передач с зацеплением Новикова и эвольвентных передач, которую дал А.Ф. Крайнев в 1987 и 2000 годах. И Вы согласитесь, насколько существенны различия между двумя текстами:

«Новикова передачи характеризуются более высокой несущей способностью по сравнению с эвольвентными цилиндрическими передачами вследствие большого приведенного радиуса кривизны контактирующих зубьев, имеют более высокий КПД благодаря перекачиванию зубьев без геометрического скольжения, но чувствительны к изменению межосевого расстояния».

Крайнев А.Ф.

Словарь-справочник по механизмам. 2-е изд. – М.: машиностроение, 1987. – С. 242.

«Нагрузочная способность Новикова передач из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев в 2 раза выше, чем у передач с эвольвентным зацеплением с теми же габаритными размерами вследствие большого приведенного радиуса кривизны контактирующих зубьев.

Но т.к. Новикова передачи применяют при невысокой твердости поверхности из-за технологиче-

ских трудностей шлифования зубьев, то по критериям контактной прочности и выносливости они могут уступать передачам с эвольвентным зацеплением. Прочность зубьев при изгибе примерно на 5...15 % ниже, чем у передач с эвольвентным зацеплением».

Крайнев А.Ф.

Механика машин. Фундаментальный словарь. – М.: машиностроение, 2000. – С. 403.

Поразительно, но к таким выводам энциклопедист пришел гораздо ранее, чем Г.А. Журавлев, и «пальму первенства» следует отдать ему, а не Журавлеву. Можно ожидать, что теперь «ортодоксальные новиковцы» ярость своих обличительных обвинений с Журавлева и Парубца направят на Крайнева. И если это будет так, то Редакция журнала «Редукторы и приводы» с такой же последовательностью будет защищать честь и достоинство А.Ф. Крайнева, как до сих пор она делала в отношении Г.А. Журавлева.

Редакция будет признательна, если специалисты – читатели нашего журнала дополнят и уточнят представленную краткую информацию об этих двух видах зацепления.

