

Журавлев Г.А.

### **ПРИМЕНЕНИЕ СМЕШАННОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ С ПОЭЛЕМЕНТНОЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬЮ.**

Существенное улучшение показателей работоспособности зубчатых передач (ресурс, шумовибрационная активность, ремонтпригодность и др.) достижимо применением смешанного зацепления IP, в том числе – образованного путем поэлементной взаимозаменяемости с зубчатыми колесами предельно изношенной эвольвентной передачи.

Составной частью показателя ресурса работы изделия является его ремонтпригодность – приспособленность к предупреждению отказа и/или устранению его последствий [1], например – снижение объема работ по демонтажу и замене отдельных деталей. Здесь поставлена задача обоснования возможности образования смешанного зацепления IP [2] путем обеспечения в эвольвентной цилиндрической передаче поэлементной взаимозаменяемости зубчатых колес с колесами смешанного профиля зубьев, а в результате – улучшения динамических показателей, продления срока работы и повышения ремонтпригодности отбракованных по износу эвольвентных зубчатых колес.

Рассмотрим цилиндрические зубчатые передачи внешнего зацепления. В процессе изнашивания эвольвентных зубьев их профили приобретают своеобразную модификацию, неравномерный характер которой в большей степени определен особенностями кинематики эвольвентного зацепления, по-разному проявляющимися в прямозубой и косозубой передачах, в ведущем и ведомом колесах или при реверсе силового потока. В одном случае линия «естественной» модификации плавно сопрягается с исходным профилем, при этом ее удаление от исходного эвольвентного профиля возрастает к периферийным точкам рабочего профиля. В другом случае у ножки эвольвентного зуба по его профилю образуется вогнутый участок с максимальным отклонением примерно посередине высоты этого участка.

По мере изнашивания эвольвентные зубья теряют свою взаимосопряженность, динамические показатели передачи резко ухудшаются и она становится неработоспособной. Замена одного из изношенных колес новым эвольвентным колесом не решает проблему. Поэтому предельно допускаемая величина износа обычно четко регламентирована. Например, для косозубой тяговой передачи электровоза (модуль зубьев  $m=10\text{мм}$ ) браковочная величина износа составляет 0,5мм на одну сторону зуба.

Принципиальную возможность силового сопряжения и улучшения динамических показателей изношенного эвольвентного зубчатого колеса с другим колесом дает использование смешанного зацепления IP. Передачи IP основаны на фундаментальных эффектах прочности в сочетании с использованием принципа кинематической самостоятельности разных участков [2,3]. Анализ показал, что параметры изношенного эвольвентного зуба по допускаемым значениям отклонения от исходного профиля и по характеру его изменения близки к конструктивно и технологически целесообразным формам профиля зубьев IP [2]. Учитывая это, а также то обстоятельство, что смешанное зацепление IP обеспечивает рост ресурса и улучшение передачи по различным показателям работоспособности, сведем задачу поэлементной взаимозаменяемости к образованию смешанного зацепления с неидентичными исходными контурами зубьев в паре зубчатых колес, одно из которых является изношенным эвольвентным колесом, а другое – колесом смешанного профиля IP. Достаточными и необходимыми условиями образования правильного зацепления IP являются точечное сопряжение

профилей зубьев парных колес по незвольвентным участкам и выполнение эвольвентных участков эквидистантными номинально взаимосопряженным участкам с их отводами в тело на глубину  $\delta_y \geq 0$ , регламентированную по величине некоторым диапазоном [2]. Второе условие снимает необходимость в индивидуальной технологии изготовления колес IP с учетом конкретного браковочного диапазона величины износа каждого эвольвентного колеса.

Для оценки торцового профиля зубьев IP (линия 1 на рис.1) выбираем вспомогательную эвольвенту 2(рис.1) с основной окружностью 3(рис.1), радиус которой равен, например, радиусу  $r_b$  основной окружности эвольвентного участка профиля зуба IP. Будем считать, что через каждую текущую точку  $A(x_{ij}, y_{ij})$  номинального торцового профиля зуба IP проходит некая условная эвольвента, эквидистантная вспомогательной эвольвенте. Угол развернутости условной эвольвенты:

$$\varphi_j = \alpha_j + \text{inv} \alpha_j = \rho_{ej} / r_b; \quad \rho_{ej} = \sqrt{h_j^2 + x_{ij}^2 - r_b^2}; \quad h_j = y_{ij} + r + xm,$$

где  $\rho_{ej}$  – радиус кривизны условной эвольвенты в точке  $A(x_{ij}, y_{ij})$ ;  $r$  – радиус делительной окружности колеса;  $\alpha_j$  – угол давления условной эвольвенты.

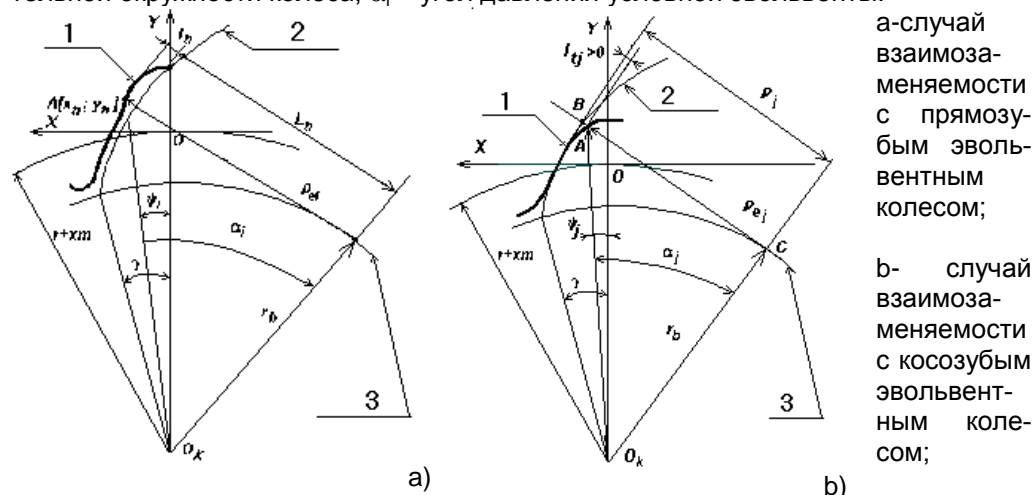


Рис.1

Угол развернутости вспомогательной эвольвенты в точке с нормалью, проходящей через точку  $A(x_{ij}, y_{ij})$ :

$$\varphi_{ej} = \rho_{ji} / r_b; \quad \rho_j = \rho_{ei} - L_{ii},$$

$$L_{ij} = r_b [tg \psi_j - \gamma + \rho_{ej} / r_b - tg(\rho_{ej} / r_b)]; \quad \psi_j = \text{arctg}(x_{ij}/h_j),$$

где:  $\rho_j$  – радиус кривизны вспомогательной эвольвенты;  $L_{ii}$  – отклонение номинального профиля зуба IP от вспомогательной эвольвенты;  $\gamma$  – половина основной угловой толщины зуба с профилем по вспомогательной эвольвенте.

Благодаря эквидистантности разных эвольвент одной и той же окружности для определения величины  $L_{ii}$  в произвольной точке  $A(x_{ij}, y_{ij})$  профиля IP достаточно знать окружные торцовые толщины эвольвентных зубьев по основной окружности:

$$S_{ib} = 2r_b [(\pi / 2 + 2xtg \alpha + 2x_r / m + \Delta) / z + \text{inv} \alpha_t]; \quad \gamma = S_{ib} / (2r_b);$$

$$\gamma_e = \gamma + \varphi_{ej} - \varphi_j; \quad S_{ibe} = 2r_b \gamma_e; \quad l_{ij} = r_b (\varphi_{ej} - \varphi_j),$$

где:  $\Delta$  – коэффициент изменения толщины зуба.

На основе изложенного определены условия поэлементной взаимозаменяемости передач эвольвентного и незвольвентного зацеплений.

Введение (заменой только одного из колес изношенной пары колесом IP) кинематически самостоятельной фазы незвольвентного зацепления оказывает более благоприятное влияние на работоспособность привода, нежели обычно используемая парная взаимозаменяемость – замена обоих изношенных колес парой новых эвольвентных колес.

Экспериментальное исследование подтвердило существенное улучшение динамических показателей передачи с поэлементной взаимозаменяемостью относительно новой эвольвентной передачи. Ведущее колесо  $z_1=14$  1-й передачи коробки скоростей автомобиля ГАЗ-53 ( $z_{1,2}=14/38$ ;  $\beta=0$ ;  $m=4,25$ мм; окружная скорость  $v_0=9,3$ м/с) было выполнено фрезерованным с профилем IP, а ведомое колесо  $z_2=38$  – эвольвентным с бочкообразными, шевингованными зубьями, модифицированными у головки на глубину износа. Акустические сравнительные испытания, проведенные на оборудовании АО «ГАЗ», показали (рис. 2) уровень шума цилиндрической передачи, содержащей колесо IP с фрезерованными зубьями ( $R_z=30$  мкм) и упрощенной технологией изготовления, под неполной нагрузкой (микрофон - в 100мм от торцов зубьев) существенно ниже ( $L=87\div 89$  дБ) уровня шума ( $L=92$  дБ) новой эвольвентной передачи с шевингованными зубьями ( $R_z=10\div 15$  мкм).

1 – передачи IP с фрезерованными зубьями ( $R_z=30$  мкм);

2,3 – эвольвентные передачи с шевингованными (2) зубьями ( $R_z=10\div 15$  мкм) и фрезерованными (3 – ориентировочные данные) зубьями ( $R_z=20\div 30$  мкм) специального (нестандартного) исходного контура;

о – опыты для  $z_{1,2}=14/38$ ;  $\beta=0$ ;  $m=4,25$ мм (редукция); окружная скорость  $v_0=9,3$ м/с;

• - опыты для  $z_{1,2}=38/29$ ;  $\beta=28,91^\circ$ ;  $m=2,25$ мм (мультипликация); окружная скорость  $v_0=15,7$ м/с.

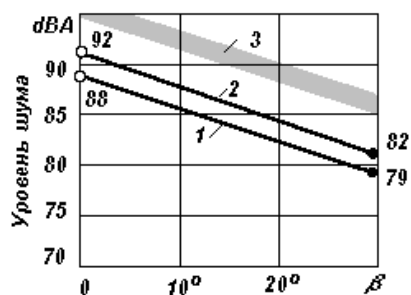


Рис.2.

#### Выводы:

1. Показана принципиальная возможность поэлементной взаимозаменяемости передач с разными системами зацепления.
2. Существенное улучшение показателей работоспособности зубчатой передачи (ресурс, виброакустика, ремонтпригодность и др.) достижимо использованием смешанного зацепления IP [2], в том числе – на основе его образования путем поэлементной взаимозаменяемости изношенной эвольвентной передачи с передачей IP. Это снижает сложность и стоимость эксплуатации привода, особенно – с дорогостоящими, крупногабаритными или сложнодемонтируемыми эвольвентными зубчатыми колесами.

По сфере возможного применения зацепление IP более универсально, нежели эвольвентное зацепление, - только зацепление IP может быть успешно реализовано в условиях поэлементной взаимозаменяемости с предельно изношенными эвольвентными колесами.

#### Список литературы

1. Проников А.С. Надежность машин. М., Машиностроение, 1978, 592с.
2. Zhuravlev G.A. Mixed-Engagement Gearing. European Patent №0293473, Cl. F16h55/08, European Patent Office, July 29, 1992.
3. Журавлев Г.А. Эффект формы и рынок зубчатых колес. \ Промышленность России, №5(13),1998, с.59-63.