

Рисунок 1 Относительная опорная длина профиля поверхностей, обработанных различными методами:
 а - в относительных координатах, б - в абсолютных координатах;
 1 - получистовое точение, 2 - чистовое точение, 3 - ротационное точение, 4 - ротационное точение и ППД

Литература. 1. Иващенко С.А Газотермические и вакуумно-плазменные покрытия со специальными физико-механическими свойствами. /С.А.Иващенко, И.С.Фролов, Ж.А.Мрочек.- Минск: УП "Техноиздат", 2001. – 286 с. 2. Сулима А.М., Шулов В.А., Ягодкин Ю.Д. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин.- М.: Машиностроение, 1988. – 240 с. 3. Федорцев В.А. Динамическая модель комбинированного ротационного инструмента/ Машиностроение. Вып.12.- Минск, Вышэйшая школа, 1987. –с.71-75.

УДК 621.81.408

А.Н. Кузьмин, Ю.М. Захарик, А.М. Захарик

ВЫВОД ФОРМУЛЫ ОБОБЩЕННОЙ ПОГРЕШНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И СБОРКИ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ РЕАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

Минский автомобильный завод

Одним из основных возбуждающих факторов, влияющих на работоспособность трансмиссии транспортного средства являются погрешности изготовления зубчатых колес. Учитывая то, что большинство неточностей являются случайными и независи-

мыми величинами, существуют определенные сложности при учете их в динамической модели. Поэтому необходимы определение критерия, обобщающего совокупную погрешность передачи и вывод формулы, взаимосвязывающей возможные погрешности изготовления и сборки зубчатых колес.

Так как воспроизвести размеры идеального механизма с абсолютной точностью невозможно, то реальный механизм всегда будет отличаться от соответствующего ему идеального. Тогда можно определить ошибку положения механизма как разницу положений ведомых звеньев действительного и идеального механизмов при номинальном расположении ведущих звеньев обоих механизмов и ошибку перемещения механизма как разницу перемещений ведомых звеньев действительного и идеального механизмов при одинаковых перемещениях ведущих.

Рассмотрим причины ошибок механизмов. Зубчатое колесо определяется взаимным расположением в нём элементов кинематических пар, соединённых звеньями. Отклонения расположений в звене от идеальных положений и отклонения существующих поверхностей элементов от заданных геометрических форм назовем элементарными ошибками механизмов, которым принадлежит звено.

Рассмотрим простейший зубчатый механизм, состоящий из подшипникового узла и пары зубчатых колёс, осуществляющих внешнее зацепление и вращающихся вокруг неподвижных осей (рис. 1). Элементарные ошибки механизма, вызывающие ошибки положения ведомого звена: неправильность поверхностей зубьев, неточность расстояния между осями вращения зубчатых колёс, эксцентриситеты зубчатых колёс, перекосы элементов шарниров, элементарные ошибки радиусов элементов шарниров.

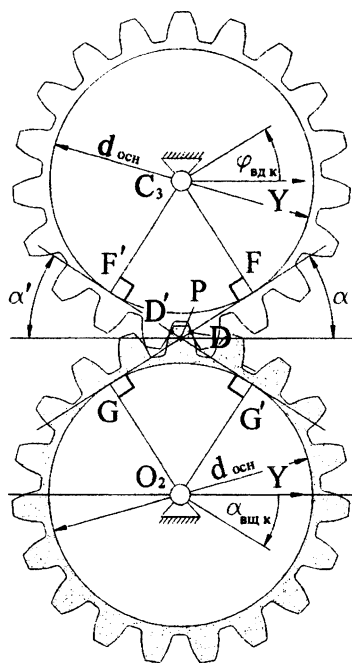


Рис. 1. Простейший зубчатый механизм

Будем определять положение поверхности зуба в зубчатом колесе относительно плоскости симметрии зуба, проходящей через ось вращения колеса. Неправильность поверхности зуба, *во-первых*, заключается в том, что его делают тоньше, чем следует в идеально точной передаче для получения окружного зазора (т.е. ширина зуба меньше ширины впадины). Обозначим через ΔP_s^n величину утонения зуба колеса номер S , измеренную по нормали. Считаем эту величину положительной, если она направлена в тело шестерни.

Пусть под действием приложенных сил зуб ведомого колеса прижимается к зубу ведущего колеса по прямой D . При утонении зуба ведущего колеса прямая D поступательно смещается по направлению от т. F к т. G , займёт положение D_1 , и поэтому ведомое колесо повернётся по часовой стрелке, угол φ уменьшится, получится отрицательная ошибка положения ведомого звена.

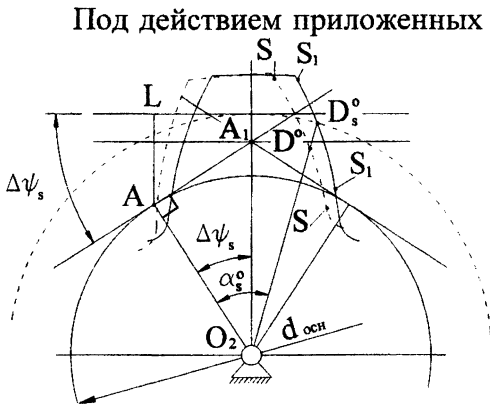


Рис. 2. Определение ошибки профиля

Обозначим эту ошибку $\Delta\varphi_p$:

$$\Delta\varphi_p = \mp \frac{\Delta\rho_2^n + \Delta\rho_3^n}{R_{n3}} \quad (1)$$

где R_{n3} - расстояние от оси вращения ведомого колеса до нормали в поверхности зубьев в точке соприкосновения.

Во-вторых, неправильность поверхности зуба выражается в том, что кривая профиля зуба в любом сечении, перпендикулярном к оси вращения, неправильна, т.е. не является идеальной эвольвентой. Ошибка положения ведомого колеса (ОПВдК), происходящая от неточности профилей таких зубьев, есть ошибка положения трёхзвенного механизма, у которого профили представляют собой зубья. Ошибка в данном случае

$$\Delta\varphi_p = \mp \frac{\Delta\rho_2^n + \Delta\rho_3^n}{R_{n3}} \quad (2)$$

Верхний знак относится к случаю, соприкосновения зубьев по линии D , а нижний - к соприкосновению по прямой D' . Ошибка $\Delta\rho_s^n$ поверхности зуба может произойти оттого, что в основе профиля зуба лежит циклическая кривая, полученная путём качения по окружности, имеющей радиус, отличный от заданного. Кроме того, фактическая кривая сечения поверхности зуба плоскостью, перпендикулярной к оси вращения, не является эвольвентой. Обозначим через $\Delta\rho_s^n$ и $\Delta\rho_s^{n+1}$ ошибки зуба, происходящие соответственно от 1-й и 2-й причин, измеренные по нормали.

Найдём $\Delta\rho_s^n$. На рис. 2. отрезок $OA = R_{ns}$ - радиус идеальной основной окружности, $S-S$ - её эвольвента, $OA_1 = R_{ns} + \Delta R_{ns}$ - радиус действительно существующей окружности, S_1S_1 - её эвольвента. Неправильность элемента профиля около т. D выражается, во-первых, в том, что нормаль AD повернулась на угол $\Delta\psi_s$ и заняла положение A_1D_s , во-вторых элемент профиля сместился по направлению нормали на величину DD_s , которую мы обозначили $\Delta\rho_s^n$. По свойству эвольвенты длина отрезка AD равна длине дуги $AD^0 = AO \alpha_s^0$, а длина отрезка A_1D_s равна длине дуги $A_1D_s^0 = A_1O (\alpha_s^0 - \Delta\psi_s)$; α_s^0 есть угловая координата, определяющая положение т. D на эвольвенте $S-S$. Согласно рис. 2

$$\Delta\rho_s^{n'} = LD_s - AD \cos(\Delta\psi_s) = LA_1 + A_1D_s - AD \cos(\Delta\psi_s) = R_{ns} \sin(\Delta\psi_s) + (R_{ns} + \Delta R_{ns})(\alpha_s^\circ - \Delta\psi_s) - R_{ns} \alpha_s^\circ \cos(\Delta\psi_s) = R_{ns} \Delta\psi_s + R_{ns} \alpha_s^\circ + \Delta R_{ns} \alpha_s^\circ - R_{ns} \Delta\psi_s - R_{ns} \alpha_s^\circ = \Delta R_{ns} \Delta\alpha_s^\circ \quad (3)$$

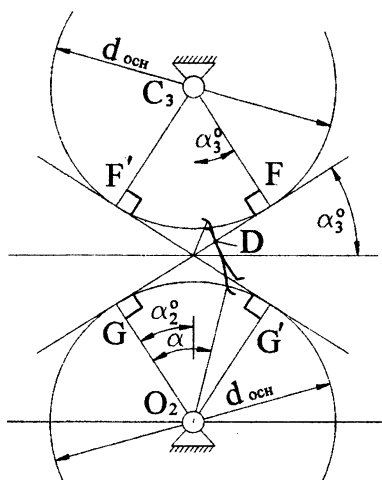


Рис. 3. Зубчатое зацепление.

Итак, ошибка эвольвентного профиля зуба, происходящая от неточности основной окружности и измерения по нормали, пропорционально угловой координате эвольвенты и ошибке в радиусе основной окружности.

Выразим угол α_3° через α_2° . Согласно рис. 1 $GF = GD + DF = (R_{n2} + R_{n3}) \operatorname{tg}(\alpha) = R_{n2} \alpha_2^\circ + R_{n3} \alpha_3^\circ$,

$$\alpha_3^\circ = \left(1 + \frac{R_{n2}}{R_{n3}}\right) \operatorname{tg}(\alpha) - \frac{R_{n2}}{R_{n3}} \alpha_2^\circ \quad (4)$$

Ошибка механизма, происходящая от ошибок $\Delta\rho_s^{n'}$, равна

$$\Delta\varphi_{\rho'} = \pm \frac{\Delta R_{n2} \alpha_2^\circ + \Delta R_{n3} \alpha_3^\circ}{R_{n3}} = \pm \left\{ \left[\frac{\Delta R_{n2}}{R_{n3}} - \frac{R_{n2}}{R_{n3}} \frac{\Delta R_{n3}}{R_{n3}} \right] \alpha_2^\circ + \left(1 + \frac{R_{n2}}{R_{n3}}\right) \operatorname{tg}(\alpha) \Delta R_{n3} \right\} \quad (5)$$

Но верно также равенство

$$\frac{1}{R_{n3}} \left[\Delta R_{n2} - \frac{R_{n2}}{R_{n3}} \Delta R_{n3} \right] = \Delta \left(\frac{R_{n2}}{R_{n3}} \right) \quad (6)$$

Обозначим ошибку передаточного отношения i_{32} , происходящую от неточности радиусов основных окружностей колёс через $(\Delta i_{32})_{Rn}$

Тогда ошибку положения механизма, происходящую от $\Delta\rho_s^{n'}$, можно представить в виде:

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_{\rho} &= \pm \left[\frac{\Delta R_{n2} \alpha_2^\circ + \Delta R_{n3} \alpha_3^\circ}{R_{n3}} + \frac{\Delta\rho_2^{n''} + \Delta\rho_3^{n''}}{R_{n3}} \right] = \\ &= \pm \left\{ (\Delta i_{32})_{Rn} \alpha_2^\circ + \left(1 + \frac{R_{n2}}{R_{n3}}\right) \operatorname{tg}(\alpha) \frac{\Delta R_{n3}}{R_{n3}} + \frac{\Delta\rho_2^{n''} + \Delta\rho_3^{n''}}{R_{n3}} \right\} \quad (7) \end{aligned}$$

Кроме того, неправильность поверхности зуба происходит от неточности взаимного расположения зубьев на колесе.

Шаг определяет положение плоскости симметрии одного зуба относительно соседнего. Неточности шага зацепления обоих колёс зубчатого колеса вызывает ОПВдК при вступлении в зацепление новой пары зубьев. Считаем ошибку шага положительной, если фактический размер шага больше номинального и отрицательным, если меньше. Положительная ошибка шага приводит к тому, что следующий зуб удаляется на от работающего, а размер впадин увеличивается. При положительной ошибке шага на ведущем колесе следующая пара входит в зацепление только после окончания зацепления предыдущей. При этом следующий зуб ведомого колеса должен несколько повернуться в сторону, обратную вращению этого колеса, чтобы войти в соприкосновение со следующим отстающим зубом ведущего колеса. Поэтому получается отрицательная ОПВдК. При отрицательной ошибке следующая пара войдёт в зацепление в том случае, когда зуб ведомого колеса сможет разместиться в уменьшенной впадине ведущего.

Найдём ОПВдК, происходящую от ошибки ведущей шестерни. Обозначим ΔT_2 ошибку шага ведущего колеса, выраженную в угловой мере. Тогда окружная ошибка шага ведущего колеса будет равна $OP \Delta T_2$

Откладываем эту ошибку на касательной к траектории точки соприкосновения колёс, принадлежащей ведомому колесу, т. е. перпендикулярно к OD. Проектируем полученный отрезок на нормаль GF к поверхности зубьев. Проекция даёт сдвиг элемента поверхности ведущего колеса, происходящего в силу ошибки шага. Назовём эту проекцию ошибкой шага, измеренную по нормали, и обозначим через Δt_2^n :

$$\Delta t_2^n = OD \Delta T_2 \cos(\alpha + \eta_2) \quad (8)$$

где η_2 - угол между перпендикуляром к линии OD и осью OY. Согласно рис. 1:

$$\alpha + \eta_2 = \angle DOG \quad (9)$$

Поэтому

$$\Delta t_2^n = OG \Delta T_2 = OP \cos(\alpha \Delta T_2) \quad (10)$$

При эвольвентном зацеплении OG и α постоянны, и ошибка шага, измеренная по нормали, не зависит от положения точки соприкосновения зубьев на линии зацепления.

Искомая ОПВдК:

$$\frac{-\Delta t_2^n}{CF} = \frac{-OG \Delta T_2}{CF} = \frac{-OP \cos(\alpha)}{CP \cos(\alpha)} \Delta T_2 = -i_{32} T_2 \quad (11)$$

где i_{32} - передаточное отношение.

Следовательно, ошибка положения, происходящая от ошибки шага ведущей шестерни, не зависит от положения точки соприкосновения на линии зацепления.

При положительной ошибке шага ведомого колеса получается положительная ошибка положения, при отрицательной – отрицательная. Обозначим ΔT_3 ошибку шага ведомого колеса, выраженную в угловой мере. Тогда ошибка шага, измеренная по дуге окружности, проходящей через прямую D соприкосновения колёс, имеет величину: $CD \Delta T_3$

Откладываем эту ошибку на касательной к траектории точки соприкосновения колёс, принадлежащей ведомому колесу, т. е. на перпендикуляр к CD. Проектируем полученный отрезок на нормаль GF к поверхности зубьев. Проекция даёт сдвиг по направлению нормали элемента профиля ведомого колеса. Обозначим эту проекцию, представляющую измеренную по нормали ошибку шага, через Δt_3^n

$$\Delta t_3^n = CD \Delta T_3 \cos(\alpha - \eta_3) \quad (12)$$

где η_3 - угол между перпендикуляром к линии CD и осью OY. Согласно чертежа $\alpha - \eta_3 = \angle DCF$

Поэтому

$$\Delta t_3^n = CF \Delta T_3 = CP \cos(\alpha) \Delta T_3 \quad (13)$$

ОПВдК, происходящая от ошибки ΔT_3 :

$$\frac{\Delta t_3^n}{CF} = \frac{CF \Delta T_3}{CF} = \Delta T_3 \quad (14)$$

ОПВдК, происходящая от ошибок обоих шагов, имеет величину

$$\Delta \varphi_i = \frac{-\Delta t_2^n + \Delta t_3^n}{CF} = -i_{32} \Delta T_2 + \Delta T_3 \quad (15)$$

Пусть теперь под действием приложенных сил ведомое колесо касается ведущего не по прямой D, а по прямой D'. При степени перекрытия равной единице в одном колесе обе прямые будут перпендикулярны одному зубу, а в другом — двум. Колесо, имеющее зуб, содержащий обе прямые, обладает одной ошибкой углового шага, а у другого колеса число ошибок углового шага станет равным 2. Ошибка положения, происходящая от ошибок шагов обоих колёс, равна

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_1 &= \frac{-(\Delta l_1^n) + (\Delta l_3^n)}{CF} = \\ &= -OD' \Delta T_2 \cos(\alpha' + \eta_2) + CD' \Delta T_3 \cos(\alpha' - \eta_3) \mp (\Delta l_1^n) = \\ &= -i_{32} \Delta T_2 + \Delta T_3 \mp \frac{(\Delta l_1^n)}{CF} \end{aligned} \quad (16)$$

где η_2 - угол между перпендикуляром к прямой D'O и осью YY,

η_3 - угол между перпендикуляром к прямой CD' и той же осью. При S=2 необходимо перед (Δl_1^n) взять верхний знак, а при S = 3 — нижний. Полученные выражения для $\Delta\varphi_p, \Delta\varphi_r, \Delta\varphi$ справедливы в том случае, когда в зацеплении находится одна пара зубьев. Если степень перекрытия больше единицы, то, для того, чтобы в зацеплении могли участвовать более одной пары зубьев, утонения и ошибки профилей всех зубьев должны быть одинаковы. В противном случае в реальном зубчатом механизме будет работать только одна пара зубьев. Если в формулах под $\Delta l_1^n, \Delta l_2^n, \Delta l_3^n$ понимать ошибки наиболее неточной пары зубьев, то формула оказывается пригодной при любой степени перекрытия.

Для определения ОПВдК, происходящей от неточности расстояния между осями вращения колёс, закрепим ведомое колесо так, чтобы оно не могло вращаться, и сообщим ему поступательную подвижность по направлению CO. При положительном значении ошибки Δl_1 ведущую шестерню следует переместить по направлению от C к O. Прямая D соприкосновения, принадлежащая ведущему колесу, переместится по направлению нормали к профилям зубьев на величину, равную

$$\cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) \Delta l_1 = -\sin(\alpha) \Delta l_1 \quad (17)$$

ОПВдК в этом случае равна

$$\Delta\varphi_1 = \frac{-\sin(\alpha)}{CF} \Delta l_1 \quad (18)$$

В случае соприкосновения зубьев по прямой D' проекция перемещения прямой D' на нормаль CF' будет равна

$$\cos\left(\pi - \alpha' + \frac{\pi}{2}\right) \Delta l_1 = -\sin(\alpha') \frac{\Delta l_1}{CF'} \quad (19)$$

ОПВдК, происходящая от эксцентриситета зубчатого колеса, определяется по формуле:

$$\Delta\varphi_s = \pm \frac{\cos(\varphi_{s2}) \Delta_{s2} - \cos(\varphi_{s1}) \Delta_{s1}}{R_{s3}} \quad (20)$$

где φ_{s3} - угол между нормалью к профилю зуба в точке соприкосновения и направлением элемента колеса номер s.

Перекосы элементов шарниров происходят в подшипниковом узле и в теле каждого из колёс, который приводит к тому, что образующая зуба становится непараллельной оси шарнира. ОПВдК, происходящая от перекосов, определяется по формуле:

$$\Delta\varphi_{\text{ос}} = \pm \frac{B}{2R_{\text{нз}}} \left[\frac{\sin(\psi_{\text{КК2}}) \Delta\gamma_{\text{О1}} - \sin(\psi_{\text{КК2}}) \Delta\gamma_{\text{О2}}}{\sin(\psi_{\text{КК1}}) \Delta\gamma_{\text{С1}} + \sin(\psi_{\text{КК3}}) \Delta\gamma_{\text{С3}}} \right] \quad (21) \quad (2.110)$$

B – ширина зуба

Буквой ψ с подстрочными индексами обозначены углы между нормалью профиля зуба в точке соприкосновения и прямой, вокруг которой произведён перекося оси шарнира.

Пусть действующие на механизм силы лежат в плоскости, параллельной плоскости движения и делящей длины подшипников и зубьев колёс пополам. Тогда, в силу наличия зазора в подшипнике, и под действием сил, один элемент подшипника поступательно переместится относительно другого. ОПВдК, происходящая из-за зазоров в подшипнике будет равна:

$$\Delta\varphi_{\text{от}} = \pm \frac{\cos(\varphi_{21}) \Delta q_{21} - \cos(\psi_{31}) \Delta q_{31}}{R_{\text{нз}}} \quad (22)$$

$\psi_{\text{К}}$ – угол между нормалью к профилю зуба в точке соприкосновения и направлением пересечения элемента номер S относительно элемента номер K в шарнире SK .

Пусть угол α_2 поворота ведущего колеса имеет ошибку $\Delta\alpha_2$. Прямая D соприкосновения, принадлежащая ведущему колесу, имеет перемещение, проекция которого на нормаль к профилям зубьев в точке соприкосновения равна

$$OD \Delta\alpha_2 \cos(\eta_2 + \alpha) = OG \Delta\alpha_2 = OP \Delta\alpha_2 \quad (22)$$

Следовательно, ОПВдК, происходящая от неточности положения ведомого колеса, равна

$$\Delta\varphi_{\alpha 2} = \frac{OP \cos(\alpha)}{CF} \Delta\alpha_2 = i_{32} \Delta\alpha_2 \quad (23)$$

ОПВдК, происходящая от всех элементарных ошибок, равна

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_p + \Delta\varphi_r + \Delta\varphi_l + \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_{\text{ос}} + \Delta\varphi_{\text{от}} + \Delta\varphi_{\alpha 2} \quad (24)$$

Пусть на механизм действуют силы, и они прижимают зубья колес в сторону, противоположную вращению ведомого колеса. ОПВдК будет в этом случае равна

$$\Delta\varphi = \frac{1}{CF} \left\{ -\Delta\rho_2'' - \Delta\rho_3'' + \Delta\rho_2'' + \Delta\rho_3'' - \Delta r_3'' - \Delta r_2'' - \sin(\alpha) \Delta l_1 + \right. \\ \left. + \cos(\psi_{31}) \Delta q_{31} - + \frac{h}{2} \left[\frac{\sin(\psi_{\text{КК1}}) \Delta\gamma_{\text{О1}} - \sin(\psi_{\text{КК2}}) \Delta\gamma_{\text{О2}}}{-\sin(\psi_{\text{КК1}}) \Delta\gamma_{\text{С1}} + \sin(\psi_{\text{КК3}}) \Delta\gamma_{\text{С3}}} \right] \right. \\ \left. + \cos(\psi_{21}) \Delta q_{21} - -\cos(\psi_{31}) \Delta q_{31} + i_{32} CF \Delta\alpha_2 \right\} \quad (25) \quad (2.115)$$

Найдём среднее значение ОПВдК механизма с точки зрения целой группы одинаковых механизмов, считая, что к механизму приложены определённые силы.

Среднее значение ошибки

$$a = \frac{1}{CF} \left\{ \frac{-a_{\rho_2''} - a_{\rho_3''} - a_{r_2''} - a_{r_3''} - a_{l_1} - a_{l_2} - a_{l_3} - \sin(\alpha) a_1 +}{\frac{h}{2\sqrt{\pi}} \sqrt{\sum_s \sigma_{\rho_s}^2} +} \right. \\ \left. \cos(\psi_{21}) a_{21} - \cos(\psi_{31}) a_{31} \right\}, \quad (26) \quad (2.118)$$

где a_s – \bar{X} первичной ошибки Δq_s ,

$\sigma_{\rho_s}^2$ – квадрат среднего квадратического отклонения угла перекося элемента шарнира. В случае эвольвентных колёс имеем

$$\bar{X}_{\rho_s^n} = \bar{X}_{R_s^n} \alpha_s^n + \alpha_{\rho_s^n} \quad (27)$$

где $\bar{X}_{R_s^n}$ есть математическое ожидание ΔR_s^n

$\bar{X}_{\rho_s^n}$ есть математическое ожидание $\Delta \rho_s^n$

Для эвольвентных зубчатых колес предельная ОПВдК находится из соотношения

$$\begin{aligned} \xi = \frac{1}{CF} \left\{ k_{\rho_2^n}^2 \xi_{\rho_2^n}^2 + k_{\rho_3^n}^2 \xi_{\rho_3^n}^2 + k_{\rho_2^n}^2 \xi_{\rho_2^n}^2 + k_{\rho_3^n}^2 \xi_{\rho_3^n}^2 + 1,625(k_{i_2^n}^2 \xi_{i_2^n}^2 + k_{i_3^n}^2 \xi_{i_3^n}^2) + \sin^2(\alpha) k_1^2 \xi_1^2 + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} [k_{\rho_{22}^n}^2 \xi_{\rho_{22}^n}^2 + k_{\rho_{33}^n}^2 \xi_{\rho_{33}^n}^2 + k_{\rho_{21}^n}^2 \xi_{\rho_{21}^n}^2 + k_{\rho_{31}^n}^2 \xi_{\rho_{31}^n}^2 + \frac{h^2(\pi-2)}{4\pi} \sum_S k_{\rho_s^n}^2 \xi_{\rho_s^n}^2 + 9(\bar{X}_{\rho_{22}^n}^2 + \bar{X}_{\rho_{33}^n}^2 + \bar{X}_{\rho_{21}^n}^2 + \bar{X}_{\rho_{31}^n}^2 + \right. \\ \left. + \frac{B^2(\pi-2)}{4\pi} \sum_S \bar{X}_{\rho_s^n}^2) \right\}^{1/2} \quad (29) \end{aligned}$$

Для эвольвентного зубчатого зацепления угол $\alpha = const, CF = C' F', CP \cos(\alpha)$. Формула (29) показывает, что практически предельная ошибка положения эвольвентного зубчатого механизма возрастает с увеличением угла зацепления.

Все приведённые рассуждения были справедливы для простейшего зубчатого механизма, изображённого на рис. 1. Для сложных механизмов ОПВдК находится суммированием элементарных ошибок.

Используя формулу обобщенной погрешности изготовления и сборки зубчатой передачи, появляется возможность моделирования реального зубчатого механизма и исследования динамической нагруженности элементов трансмиссии от дефектов производства.

УДК 621.9-229.3

О.В. Зотина, А.Г. Подвесовский

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ЗАЖИМНОГО УСТРОЙСТВА В ЗАДАЧАХ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Брянский государственный технический университет
Брянск, Россия

При проектировании систем закрепления заготовок в станочных приспособлениях имеет место следующая последовательность этапов конструирования [1]: выбор схемы закрепления; определение сил и моментов резания; расчет необходимой силы закрепления; определение коэффициентов трения и запаса; выбор типа и расчет параметров зажимного устройства (ЗУ). Наибольшую сложность представляет последний этап, поскольку одно и то же значение силы закрепления W в общем случае может обеспечиваться множеством альтернативных вариантов ЗУ, различающихся типом силового механизма, типом и габаритами привода, стоимостью устройства, а также рядом других показателей. При этом основными требованиями, предъявляемыми к ЗУ, помимо обеспечения необходимой силы закрепления, могут также являться ограничения по габаритам, связанные с размерами рабочего стола станка (либо обеспечение минимально возможных габаритов), ограничение по стоимости, быстродействие, обеспечение само-