

**Д.А. БАБИЧЕВ**, инженер 1-й категории ЗАО "ТюменьНИПИнефть", Россия;  
**Д.Т. БАБИЧЕВ**, д.т.н., профессор каф. ПМ ТюмГНГУ, Тюмень, Россия;  
**М.Г. СТОРЧАК**, д.т.н., научный сотрудник ИМВ УШ, Штутгарт, Германия;  
**А.Ю. ТАЙСИН**, инженер 2-й категории ОАО Гипротюменнефтегаз, Тюмень

## ПОКАЗАТЕЛИ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ К ИЗМЕНЕНИЮ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ

Предложена система качественных показателей для количественной оценки чувствительности цилиндрических передач к изменению межосевого расстояния  $a_w$ . Эти показатели характеризуют, как при известных профилях зубьев изменение  $a_w$  влияет на: передаточное отношение, боковой зазор и положение контактной точки. Приведены формулы для вычисления всех предложенных показателей, а также диаграммы – примеры их использования для конкретных передач.

**Ключевые слова:** цилиндрическая передача, погрешности зацепления, качественные показатели.

### 1. Постановка проблемы и актуальность задачи.

*1.1. Проблема.* Пару лет назад один из авторов этой статьи был свидетелем разговора двух высококлассных специалистов по зубчатым передачам. Первому из них – работнику промышленности – нужно было модифицировать эвольвентные профили так, чтобы снизились контактные напряжения в начальной стадии пересопряжения зубьев. Второй собеседник – преподаватель вуза – предлагал с помощью разработанных им методик и компьютерных программ создать новую передачу с меньшими контактными напряжениями и удельным скольжением, нежели в эвольвентных зацеплениях. Производственный отказался от такого предложения, сказав: "В наших передачах при прогреве увеличивается межосевое расстояние, и нужно, чтобы при этом профили зубьев оставались сопряженными. Теоретически нечувствительны к изменению межосевого расстояния только эвольвентные профили и ничего, кроме них, в этих точных высоконагруженных передачах применять нельзя". Из этого разговора можно сделать такие выводы. **1)** В некоторых видах цилиндрических передач важным фактором их работоспособности является малая чувствительность профилей зубьев к изменению межосевого расстояния. **2)** В теории зацеплений используют много разных качественных показателей работы передач, но среди них отсутствуют общепризнанные числовые критерии для оценки влияния на условия работы зацеплений погрешностей взаимного положения зубчатых колес, вообще, и погрешностей межосевого расстояния, в частности. **3)** Создание системы показателей для количественной оценки влияния погрешностей взаимного положения зубчатых колес на условия их зацепления, является актуальной задачей. **4)** Разработку такой системы целесообразно начать с показателей чувствительности цилиндрических передач (как самых распространенных) к изменению межосевого расстояния (как одному из важных параметров взаимного положения).

*1.2. Качественные показатели зацеплений.* Все показатели делятся на локальные и на глобальные. Локальные показатели характеризуют свойство в одной точке на поверхности зуба (радиус кривизны шестерни, приведенный радиус кривизны в контакте, угол давления и т.п.) или внутри зуба (напряжения, деформации и т.п.). Глобальные показатели отражают свойства передачи или зубчатого колеса

в целом (коэффициент перекрытия, максимальные напряжения внутри зуба, толщина зуба на поверхности вершин и т.п.). Практически все глобальные показатели получают обработкой локальных показателей по поверхности зацепления, или по поверхности и по внутреннему объему зубьев. Работы, где широко представлены и использованы качественные показатели зацеплений: [1-8]. Систематизации качественных показателей сделаны: для пространственных зацеплений в [9-11], для плоских – в [12, 13]. В последние годы заметны тенденции введения и использования новых видов качественных показателей [13, 14], а также применение все более сложных с вычислительной точки зрения показателей: толщина масляной пленки, критерии холодного и горячего заедания, площадь и форма пятна контакта, напряженно-деформированное состояние зубьев и другие.

*1.3. Возможные пути решения проблемы качественных показателей влияния погрешностей взаимного положения зубчатых звеньев.* Оценивать влияние погрешностей положения звеньев на работу передач можно, используя одним из двух подходов: *Подход 1.* Провести компьютерное моделирование работы передачи при измененных параметрах взаимного положения. Достоинства способа: простота и универсальность подхода – можно для всех видов передач задавать все возможные виды отклонений взаимного положения звеньев и вычислять изменения любых качественных показателей. Недостатки: требуется мощный пакет программ для надежного решения обратной задачи [1] теории зацеплений в анализируемом виде передачи; большой объем вычислений; сложности в анализе результатов. *Подход 2.* Ввести систему качественных показателей влияния погрешностей взаимного положения зубчатых колес на работу передачи: вначале локальных показателей, а на их основе и глобальных. Получить необходимые расчетные уравнения (кстати, достаточно простые) и реализовать их в качестве надстройки той программы, которая используется при проектировании данного вида передач. Заметим, что и при использовании первого подхода придется вводить и использовать критерии влияния погрешностей положения на качество передачи.

*1.4. Предложенное решение.* В настоящей статье использован второй подход применительно к цилиндрическим передачам: **а)** предложена система качественных показателей для количественной оценки чувствительности передач к изменению межосевого расстояния; **б)** построены математические модели для предложенных показателей; **в)** проведено исследование чувствительности конкретных цилиндрических передач с помощью программы, в которой реализованы разработанные математические модели. Предлагаю систему качественных показателей:

Во-первых, ввели три основных геометро-кинематических локальных показателя чувствительности цилиндрических передач к изменению межосевого расстояния. Это следующие коэффициенты:

- изменения передаточного отношения, %/мм:

$$k_{i12} = \Delta i_{12} / i_{12} \cdot 100\% / \Delta a_w; \quad (1a)$$

- увеличения бокового зазора:

$$k_{\delta} = \Delta \delta / \Delta a_w; \quad (1б)$$

- перемещения точки контакта по профилю зуба:

$$k_{\Delta S} = \Delta S / \Delta a_w. \quad (1в)$$

Здесь (см. рисунок 1)  $\Delta i_{12}$  – приращение передаточного отношения  $i_{12}$  в дан-

ном положении зубчатых колес, вызванное смещением полюса зацепления  $W$  из-за увеличения межосевого расстояния  $a_w$  на  $\Delta a_w$ ;  $\Delta \delta$  – зазор между профилями (с одной стороны зуба), обусловленный тем же увеличением межосевого расстояния  $a_w$  на  $\Delta a_w$ ;  $\Delta S$  – перемещение точки контакта по профилю зуба, обусловленное увеличением  $a_w$  на  $\Delta a_w$  ( $\Delta S > 0$  при перемещении точки контакта в сторону головок зуба; для шестерни и колеса перемещения  $\Delta S_1$  и  $\Delta S_2$  разные; коэффициенты  $k_{\Delta S}$  два:  $k_{\Delta S1}$  и  $k_{\Delta S2}$ ).

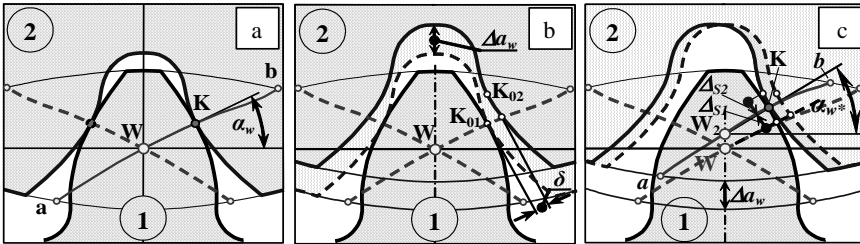


Рисунок 1 – Фазы изменения межосевого расстояния:

- a – исходное плотное зацепление; b – зубчатые колеса отодвинуты без их поворота; c) сделан поворот колеса до касания зубьев

Во-вторых, ввели три вспомогательных геометрических и силовых локальных качественных показателя. Это еще три коэффициента:

- отставания колеса по начальной окружности:

$$k_{\Delta S_w} = k_{\delta} / \cos \alpha_* ; \quad (2a)$$

- изменения угла зацепления:

$$k_{\alpha} = \Delta \alpha_* / \Delta a_w \cdot 180 / \pi ; \quad (2б)$$

- увеличения радиальной силы:

$$k_{F_r} = \Delta F_r / \Delta a_w \cdot 100\% . \quad (2в)$$

В-третьих, в качестве главных глобальных показателей чувствительности цилиндрических передач к изменению межосевого расстояния предлагаем использовать: минимальные, максимальные и средние значения шести предложенных локальных показателей (прежде всего – трех основных геометро-кинематических). В качестве дополнительного глобального показателя предлагаем взять коэффициент изменения торцового коэффициента перекрытия (1/мм):

$$k_{\varepsilon a} = \Delta \varepsilon_{\alpha} / \Delta a_w . \quad (2г)$$

**2. Расчетная схема, исходные данные и требуемые результаты.** На рисунке 2 приведена схема цилиндрической зубчатой передачи (см. точку К контакта профилей шестерни и колеса с радиусами кривизны  $\rho_1$  и  $\rho_2$  соответственно) и заменяющий механизм с низшими кинематическими парами  $N_1$  и  $N_2$  шарнирный четырехзвенник  $O_1N_1N_2O_2$ , в котором вращательные кинематические пары  $N_1$  и  $N_2$  расположены в центрах кривизны двух сопряженных профилей зубьев). Напомним, что в заменяющем механизме в заданном положении угловые скорости и угловые ускорения ведущего и ведомого звеньев 1 и 2 те же, что и в исходной зубчатой передаче [15]. Отметим также, что сопряженные профили в цилиндрических передачах обеспечивают постоянство передаточного числа, т.е. при  $\omega_1 = \text{const}$ , будет и  $\omega_2 = \text{const}$ . Но для этого радиусы кривизны  $\rho_1$  и  $\rho_2$  профилей должны удовлетворять известному уравнению Эйлера-Савари

[1]:

$$\frac{1}{r_{w1}} + \frac{1}{r_{w2}} = \left( \frac{1}{\rho_1 \pm L} + \frac{1}{\rho_2 \mp L} \right) \cdot \sin \alpha. \quad (3)$$

где  $r_{w1}$ ,  $r_{w2}$  – радиусы начальных окружностей;  $L$  – расстояние точки контакта  $K$  от полюса зацепления  $W$ ;  $\alpha$  – угол зацепления (см. рисунки 1,а и 2).

Любой паре сопряженных профилей в каждый момент их касания соответствует один заменяющий механизм – существует метод построения такого механизма, предложенный Бобилье [1]. Заметим, что на рисунках 2 и 3 изображены в масштабе: профили зубьев, их радиусы кривизны и заменяющий механизм для конкретной синтезированной передачи, показанной на рисунке 5 в конце этой статьи.

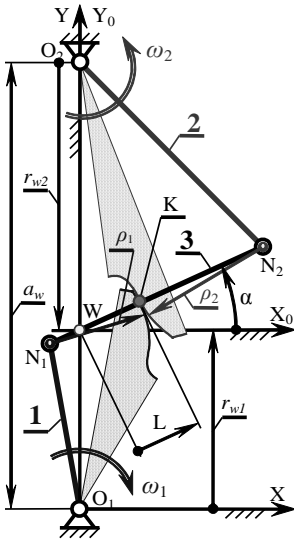


Рисунок 2 – Цилиндрическая передача и рычажный заменяющий механизм

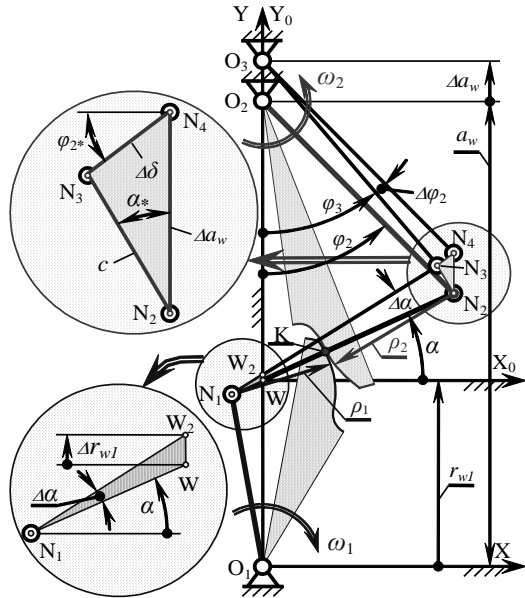


Рисунок 3 – Расчётная схема

Т.к. заменяющий механизм с точки зрения кинематики и геометрии есть аналог зубчатой передачи (до вторых производных включительно), то одинакова и чувствительность этих двух механизмов к изменению межосевого расстояния  $a_w$ . Что позволяет, анализируя поведение рычажного механизма, получить расчетные уравнения для вычисления всех показателей чувствительности цилиндрических передач к изменению  $a_w$ . На рисунке 3 дана расчетная схема, предназначенная для этой цели. На ней показан заменяющий механизм в двух положениях: в исходном положении – при расчетном межосевом расстоянии  $a_w$  (см. схему  $O_1N_1N_2O_2$  и рисунок 1,а), и при увеличении  $a_w$  на  $\Delta a_w$  (см. схему  $O_1N_1N_3O_2$ , построенную при тех же длинах шатуна 3 и ведомого звена 2). Точка  $N_4$  – положение центра кривизны профиля колеса, когда колесо отодвинули от шестерни на величину  $\Delta a_w$  (см. рисунок 1,б), но еще не повернули на угол  $\Delta \varphi_2$ , чтобы зубья шестерни и колеса соприкоснулись. На рисунках 3 и 1,с изображено, как при из-

менении  $a_w$  смещается полюс зацепления – переходит из точки W в  $W_2$ : увеличивая начальный радиус  $r_{w1}$  на  $\Delta r_{w1}$ , увеличивая угол зацепления  $\alpha$  на  $\Delta\alpha$  и создавая боковой зазор  $\Delta\delta$  на одной стороне зуба (малые перемещения показаны в крупном масштабе в левой части рисунка 3). Углы  $\varphi_{2*}$  и  $\alpha_*$ , присутствующие в треугольнике  $N_2N_3N_4$ , есть средние значения этих углов до и после изменения межосевого расстояния  $a_w$ . Т.е. следует полагать:  $\varphi_{2*} = \varphi_2 + \Delta\varphi_2/2$  и  $\alpha_* = \alpha + \Delta\alpha/2$ .

**Исходные данные для расчета:** 1) Параметры передачи:  $a_w$  – межосевое расстояние;  $i_{12}$  – передаточное отношение ( $i_{12}=z_2/z_1=\omega_1/\omega_2>0$ ). 2) Положение точки контакта:  $L$  – расстояние точки контакта K от полюса зацепления W (направление отсчета – в направлении окружной скорости);  $\alpha$  – угол зацепления в этой точке контакта. 3) Радиусы кривизны профилей в точке контакта:  $\rho_1$  и  $\rho_2$  (радиус кривизны положителен для выпуклого профиля). 4) Вычислительный параметр  $\Delta a_w$  – приращение межосевого расстояния  $a_w$ , равное, например, полю допуска на  $a_w$ .

Иногда точка контакта K может быть задана на линии зацепления не полярными координатами  $L$  и  $\alpha$ , а декартовыми:  $x_{0K}$  и  $y_{0K}$  в системе  $X_0WY_0$ . Приведем формулы пересчета исходных данных  $x_{0K}$  и  $y_{0K}$  в  $L$  и  $\alpha$ .

$$L = \text{Sign}(x_{0K}) \cdot \sqrt{x_{0K}^2 + y_{0K}^2}; \quad \alpha = \arctg(y_{0K} / x_{0K}), \quad (4)$$

где функция  $\text{Sign}(x_{0K})=+1$  при  $x_{0K}\geq 0$  и  $\text{Sign}(x_{0K})=-1$  при  $x_{0K}<0$ .

**Требуемые результаты** – формулы для вычисления всех показателей чувствительности передачи к изменению межосевого расстояния:  $k_{i12}$ ,  $k_\delta$ ,  $k_{\Delta S1}$ ,  $k_{\Delta S2}$ ,  $k_{\Delta SW}$ ,  $k_\alpha$ ,  $k_{Fr}$ .

### 3. Расчетные уравнения. Приводим их без вывода и с минимумом пояснений.

Радиусы начальных окружностей:

$$r_{w1} = a_w / (i_{12} + 1); \quad r_{w2} = r_{w1} \cdot i_{12}. \quad (5)$$

Координаты центров кривизны профилей (точек  $N_1$  и  $N_2$  в системе  $X_0WY_0$ ):

$$x_{0N1} = (L - \rho_1) \cdot \cos \alpha; \quad y_{0N1} = (L - \rho_1) \cdot \sin \alpha. \quad (6a)$$

$$x_{0N2} = (L + \rho_2) \cdot \cos \alpha; \quad y_{0N2} = (L + \rho_2) \cdot \sin \alpha. \quad (6b)$$

Длина звена 2:

$$O_2N_2 = \sqrt{x_{0N2}^2 + (r_{w2} - y_{0N2})^2}. \quad (7)$$

Угол поворота звена 2:

$$\varphi_2 = \arctan(r_{w2} - y_{0N2}, x_{0N2}). \quad (8)$$

Заметим, что функция  $\arctan(x,y)$  находит полярный угол точки, отмеряемый от оси OX, по двум ее координатам  $x$  и  $y$ ; угол лежит в интервале  $\{-\pi < \varphi \leq \pi\}$ .

Начальные размеры треугольника  $N_2N_3N_4$ :

$$\tilde{n} = \frac{\Delta a_w \cdot \cos \varphi_2}{\cos(\alpha - \varphi_2)}; \quad \Delta\delta = \frac{\Delta a_w \cdot \sin \alpha}{\cos(\alpha - \varphi_2)}. \quad (9)$$

Начальные приращения углов  $\alpha$  и  $\varphi_2$ :

$$\Delta\alpha = c / (\rho_1 + \rho_2); \quad \Delta\varphi_2 = -\Delta\delta / O_2N_2. \quad (10)$$

Углы в треугольнике  $N_2N_3N_4$ :

$$\alpha_* = \alpha + \Delta\alpha/2; \quad \varphi_{2*} = \varphi_2 + \Delta\varphi_2/2. \quad (11)$$

Размеры треугольника  $N_2N_3N_4$ :

$$\tilde{n}_* = \frac{\Delta a_w \cdot \cos \varphi_{2*}}{\cos(\alpha_* - \varphi_{2*})}; \quad \Delta \delta_* = \frac{\Delta a_w \cdot \sin \alpha_*}{\cos(\alpha_* - \varphi_{2*})}. \quad (12)$$

Приращения углов  $\alpha$  и  $\varphi_2$ :

$$\Delta \alpha_* = c_* / (\rho_1 + \rho_2); \quad \Delta \varphi_{2*} = -\Delta \delta_* / O_2 N_2. \quad (13)$$

Приращение начального радиуса шестерни:

$$\Delta r_{w1} = \Delta \alpha_* \cdot (\rho_1 - L) / \cos \alpha_*. \quad (14)$$

Приращение передаточного отношения:

$$\Delta i_{12} = [\Delta \alpha_w - (i_{12} + 1) \cdot \Delta r_{w1}] / r_w. \quad (15)$$

Приращение радиальной силы в процентах:

$$\Delta F_r = [\operatorname{tg}(\alpha + \Delta \alpha_*) / \operatorname{tg} \alpha - 1] \cdot 100\%. \quad (16)$$

Показатели чувствительности передачи к изменению межосевого расстояния:

- коэффициент изменения передаточного отношения:

$$k_{i12} = \Delta i_{12} / i_{12} \cdot 100\% / \Delta a_w; \quad (17)$$

- коэффициент бокового зазора:

$$k_\delta = \Delta \delta_* / \Delta a_w; \quad (18)$$

- коэффициенты перемещения точки контакта по профилям зубьев шестерни и колеса:

$$k_{\Delta S1} = \Delta \alpha_* \cdot \rho_1 / \Delta a_w; \quad k_{\Delta S2} = \Delta \alpha_* \cdot \rho_2 / \Delta a_w; \quad (19)$$

- коэффициент доворота колеса по начальной окружности:

$$k_{\Delta Sw} = k_\delta / \cos \alpha_*; \quad (20)$$

- коэффициент изменения угла зацепления:

$$k_\alpha = \Delta \alpha_* / \Delta a_w \cdot 180 / \pi; \quad (21)$$

- коэффициент увеличения радиальной силы:

$$k_{Fr} = \Delta F_r / \Delta a_w. \quad (22)$$

#### 4. Пример исследования чувствительности передачи к изменению $a_w$ .

Формулы (4-22) реализованы на компьютере. На рисунках 4-5 и в таблице приведены результаты исследования по созданной программе двух передач с профилями зубьев, синтезированными по методике, изложенной в [16]. На

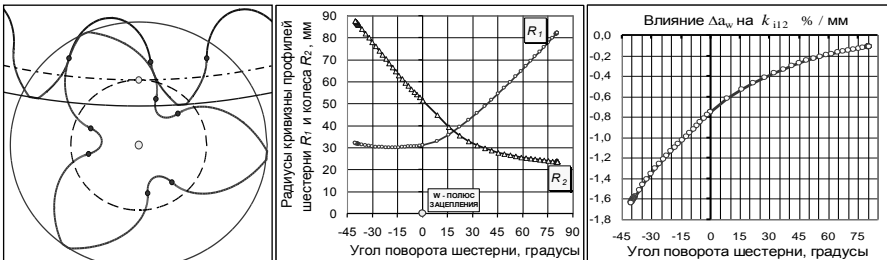


Рисунок 4 – Передача с  $\sigma_H=1000\text{МПа}=\text{const}$  при  $u=9$ ,  $a_w=500\text{мм}$ ,  $b_2=36\text{мм}$ ,  $P=100\text{кВт}$ ,  $n_1=1111,1\text{об/мин}$ :  $R$  кривизны профилей; влияние  $\Delta a_w$  на передаточное отношение  $i_{12}$

рисунке 4 даны параметры и вид передачи, названной равнопрочной, т.к. в ней профили найдены из условия постоянства контактных напряжений вдоль всей линии зацепления. В средней части рисунка 4 видно, что на ножке шестерни профиль зуба близок к дуге окружности радиуса  $R_1 \approx 31\text{мм}$  (при начальном радиусе  $r_{w1} = 50\text{мм}$ !). При этом дуга заходит внутрь основной окружности эвольвентной шестерни с таким же  $r_{w1}$ . Эта передача вполне работоспособна: при угле зацепления в полюсе  $\alpha_w = 25,57^\circ$ , угол давления на колесо (без учета сил трения) плавно уменьшается от  $\alpha_{\text{MAX}} = 44,3^\circ$  до  $\alpha_{\text{MIN}} = 8,8^\circ$ . Справа на рисунке 4 показано влияния межосевого расстояния  $a_w$  на передаточное отношение  $i_{12}$ . Видно, что наибольшее отклонение  $i_{12}$ , равное  $\approx -0,016$  (при  $i_{12} = 9$ ), будет в начальный момент касания зубьев, если увеличим  $a_w$  на  $1\text{мм}$ . Если же  $a_w$  увеличим на  $0,2\text{мм}$ , то отклонение  $i_{12}$  будет равно  $-0,016 \times 0,2 = -0,0032$ .

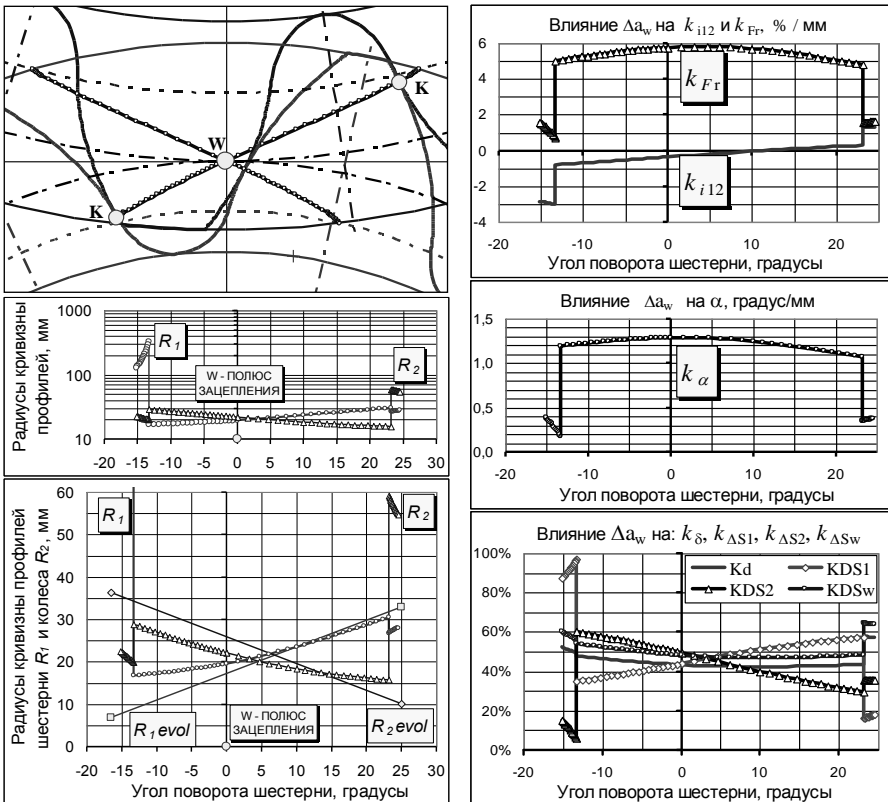


Рисунок 5 – Модифицированная передача с  $\sigma_H = 1000/750\text{МПа}$ ,  $a_w = 100\text{мм}$ ,  $b_2 = 23,44\text{мм}$ ,  $P = 100\text{кВт}$ ,  $n_1 = 4000\text{об/мин}$ :  $R$  кривизны профилей; влияние  $\Delta a_w$  на работу передачи

На рисунке 5 и в таблице приведены данные исследования модифицированной равнопрочной передачи, также с небольшими числами зубьев  $z_1 = 10$  и  $z_2 = 15$ . В ней профили зубьев найдены из условия, что на основной части ли-

нии зацепления контактные напряжения по Герцу  $\sigma_H=1000\text{Па}$ . А в начальной и конечной фазах зацепления  $\sigma_H=750\text{МПа}$  (полагая контакт однопарным). На рисунке 5 показаны графики всех предложенных локальных качественных показателей. Слева под изображением картины зацепления приведены диаграммы изменения радиусов кривизны синтезированных профилей: с логарифмической шкалой для показа больших значений радиусов кривизны на участках пересопряжения зубьев, и с линейной шкалой – для показа наиболее важного диапазона изменения радиусов кривизны. При этом на диаграмме с линейной шкалой приведены для сравнения и графики изменения радиусов кривизны в эвольвентной передаче с  $\sigma_H=1000\text{Па}$  в полюсе зацепления. В таблице – все предложенные глобальные качественные показатели.

Таблица – Глобальные показатели влияния отклонений межосевого расстояния

| ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ ---> |  | $R_1=100\text{квт}$ $n_1=4000\text{об/мин}$ $u=1,5$ $a_w=100\text{мм}$ $b_1=23,44\text{мм}$ |   |       |                |       |       |                  |       |       |       |
|-------------------------|--|---|---|-------|----------------|-------|-------|------------------|-------|-------|-------|
| ПОКАЗАТЕЛЬ              |  | Начало зацепления   |   |       | Основная часть |       |       | Конец зацепления |       |       |       |
|                         |  | Min   | Сред  | Max   | Min            | Сред  | Max   | Min              | Сред  | Max   |       |
| 1                       | Радиусы кривизны профилей  | $R_1, \text{мм}$  | 129,6                                       | 194,3 | 329,4          | 16,72 | 22,13 | 30,53            | 26,79 | 27,41 | 28,02 |
| 2                       |  | $R_2, \text{мм}$  | 19,96                                       | 21,22 | 22,44          | 15,71 | 20,8  | 28,88            | 54,71 | 56,83 | 59,15 |
| 3                       | Контактные напряжения по Герцу   | $\sigma_H, \text{МПа}$  | 750   | 750   | 750            | 1000  | 1000  | 1000             | 750   | 750   | 750   |
| 4                       | Коэффициенты чувствительности передачи к изменению межосевого расстояния | $k_{i12}, \text{%/мм}$  | -3,03                                       | -2,93 | -2,85          | -0,8  | -0,22 | 0,29             | 1,288 | 1,308 | 1,329 |
| 5                       |  | $k_d, \text{\%}$  | 49,3%                                       | 50,8% | 52,2%          | 42,3% | 43,7% | 47,6%            | 57,1% | 57,5% | 58,0% |
| 6                       |  | $k_{p\beta 1}, \text{\%}$   | 87,6%                                       | 92,1% | 97,1%          | 34,8% | 47,1% | 57,2%            | 16,1% | 17,2% | 18,2% |
| 7                       |  | $k_{p\beta 2}, \text{\%}$   | 5,9%  | 10,8% | 15,2%          | 29,4% | 44,8% | 60,2%            | 35,5% | 35,6% | 35,6% |
| 8                       |  | $k_{p\beta w}, \text{\%}$   | 55,9%                                       | 58,0% | 60,1%          | 46,7% | 48,5% | 54,0%            | 63,7% | 64,0% | 64,4% |
| 9                       |  | $k_{\alpha_s}, \text{°/мм}$   | 0,169                                       | 0,289 | 0,387          | 1,073 | 1,227 | 1,286            | 0,345 | 0,359 | 0,372 |
| 10                      | межосевого расстояния  | $k_{F_T}, \text{\%/мм}$   | 0,71  | 1,188 | 1,57           | 4,792 | 5,487 | 5,831            | 1,538 | 1,59  | 1,635 |
| 11                      |  | $k_{w a}, \text{1/мм}$  | Этот показатель программа пока не вычисляет |       |                |       |       |                  |       |       |       |

**Выводы.** Предложена система качественных показателей для оценки чувствительности цилиндрических передач к изменению межосевого расстояния  $a_w$ ; разработаны их математические модели; создана компьютерная программа; проведено исследование нескольких передач, позволившее сделать следующие выводы:

1. При модификации любых профилей (в том числе, эвольвентных) на участках начала и окончания контакта зубьев, с целью снижения контактных напряжений  $\sigma_H$  за счет увеличения приведенного радиуса кривизны, всегда получаем существенное увеличение важного качественного показателя – коэффициента изменения передаточного отношения  $k_{i12}$ .

2. Величину роста  $k_{i12}$  можно уменьшить за счет подбора величины и закона изменения  $\sigma_H$  вдоль модифицируемых отрезков профилей зубьев.

3. В принципе, можно синтезировать основные участки профилей зубьев по комплексному критерию качества  $F=F(k_{i12}, \sigma_H)$  так, чтобы и  $\sigma_H$  стало приемлемым, и  $k_{i12}$  увеличивалось менее резко.

4. Предложенная и рассмотренная система коэффициентов качества может послужить основой более полной системы локальных и глобальных качественных показателей для оценки влияния погрешностей взаимного положения зубчатых звеньев на условия контакта зубьев и работу передач.



**Список литературы:** 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 2. Дусев И.И., Васильев В.М. Аналитическая теория пространственных зацеплений и ее применение к исследованию гипоидных передач. – Новочеркасск: Изд НПИ, 1968. – 148с. 3. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. – М.: Машиностроение, 1969. – 431с. 4. Болотовский И.А., Безруков В.И., Васильев О.Ф. и др. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94с. 5. Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением. – Луганск: СТУ им. Дяля, 2006. – 408с. 6. Воронцов Б.С. Математическое обеспечение интерактивного синтеза передач зацеплением // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода", – Харьков, 2010. – №27. – С.49-54. 7. Коростелев Л.В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений // Изв. Вузов. Машиностроение. – 1964. – №10. – С.5-15. 8. Ленский М.Ф. Инвариантная теория плоских кинематических пар с точечным касанием. // Машиноведение – 1967 – №5. 9. Бабичев Д.Т. Вопросы исследования геометрии и кинематики пространственных зацеплений: Дис... канд. техн. наук. – Новочеркасск, 1971. – 140с. (Автореф. – Новочеркасск: НПИ, 1971. – 22с.). 10. Ленский М.Ф., Прохоров В.П. Обобщенные показатели зубчатых зацеплений с параллельными осями // Машиноведение. – 1971 – №5. – С. 67-77. 11. Babichev D.A., Serebrennikov A.A., Babichev D.T. Qualitative indexes of flat engagements operation // Proceedings The 7th international scientific conference "Research and Development of mechanical Elements and Systems": IRMES 2011. Zlatibor, Serbia. – 2011. – S.623-630. 12. Бабичев Д.А. Выборочность сил трения в цилиндрических прямозубых передачах и критерии для ее оценки // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода", – Харьков, 2011. – №29. – С.3-11. 13. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам – М.: Машиностроение, 1987. – 560с. 14. Бабичев Д.Т., Сторчак М.Г., Бабичев Д.А. Основы синтеза профилей зубьев цилиндрических передач, обладающих повышенной контактной прочностью // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода", – Харьков, 2012. – №36. – С.10-19.

Поступила в редакцию 10.03.2013

УДК 621.83

**Показатели чувствительности цилиндрических передач к изменению межосевого расстояния / Д.А. Бабичев, Д.Т. Бабичев, М.Г. Сторчак, А.Ю. Тайсин // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ". – 2013. – №40(1013). – С.9-17. – Библиогр.: 16 назв.**

Запропоновано систему якісних показників для кількісної оцінки чутливості циліндричних передач до зміни міжосової відстані  $a_w$ . Ці показники характеризують, як при відомих профілях зубців зміна  $a_w$  впливає на: передавальне число, бічний зазор і положення контактної точки. Наведено формули для обчислення всіх запропонованих показників, а також діаграми – приклади їх використання для конкретних передач.

**Ключові слова:** циліндрична передача, похибки зацеплення, якісні показники.

Offer a system of quality indicators for quantity evaluation of sensitivity of cylindrical gearings from change center distance  $a_w$ . Indicators are characterizing how changing of  $a_w$  with known tooth profile is affect to: transmission ratio, backlash and meshing point position. Approved formulas for calculation all presented indicators, also diagrams – as examples of using for concretely gears.

**Keywords:** cylindrical gearing, gearing error, gearings qualitative indicators.

УДК 621.833.38

**В.В. БЕДНЯКОВ**, к.т.н., заместитель Главного конструктора ОАО "ЭЗТМ", Электросталь, Московская обл., Россия;  
**С.А. ЛАГУТИН**, к.т.н., ведущий конструктор ОАО "ЭЗТМ";  
**Е.А. ГУДОВ**, ведущий инженер-конструктор по редукторостроению ОАО "ЭЗТМ"

## РЕДУКТОРЫ ГЛАВНОГО ПРИВОДА ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

Обобщен опыт Электростальского завода тяжелого машиностроения в области проектирования и производства специальных редукторов и шестеренных клетей главного привода прокатных станов различного назначения: сортовых и шаропркатных, прошивных и редукционных, станов холодной про-

© В.В. Бедняков, С.А. Лагутин, Е.О. Гудов, 2013