

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

ДЛЯ СРС ПРИ КУСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПО ТММ
В СРЕДЕ AutoCAD

(Раздел «Проектирование беззазорного эвольвентного зацепления»)

для студентов специальностей
7.090210, 7.090211, 7.090214, 7.090215

ХАРЬКОВ 2007

Составители: Перегон В.А.
Коряк А.А.

Кафедра деталей машин и ТММ

Вступление

«Проектирование эвольвентного беззазорного зацепления» является одним из разделов курсового проекта по ТММ. По этому разделу студент выполняет расчет геометрических параметров пары зубчатых колес, и вычерчивает в масштабе картину эвольвентного зацепления. Обычно картина зацепления вычерчивается на листе формата А1, но при выполнении этой работы на компьютере допускается распечатка листа на бумаге формата А3. Для получения наглядной картины зацепления, как правило, в исходных данных числа зубьев колес задаются в диапазоне $z=8\div 25$, что на практике редко имеет место.

В ХНАДУ в течение ряда лет многие студенты выполняют курсовые проекты на компьютерах в среде AutoCAD.

Трудоемкость графической части этого раздела проекта в несколько раз выше (более чем в 10 раз) трудоемкости расчета. Поэтому очень важно, чтобы расчет, на основе которого выполняются графические построения, был правильным. Перед вычерчиванием зацепления студенту рекомендуется с помощью преподавателя проверить правильность выполненного расчета. На кафедре разработаны программы, которые позволяют быстро выполнить расчет геометрических параметров пары зубчатых колес и параметров зацепления и сопоставить этот расчет с расчетом студента.

Следует отметить, что постановка задачи проектирования эвольвентного беззазорного зацепления в курсовом проекте по ТММ носит чисто учебный характер. Имеется в виду критерий, по которому назначается смещение инструментальной рейки при изготовлении зубчатого колеса. В курсовом проекте (КП) по ТММ студенту рекомендуется назначать *минимально необходимое смещение из условия отсутствия подреза* (отдельно для каждого колеса), хотя на практике такая постановка задачи встречается редко. На практике величины смещений часто назначают с помощью блокировочного контура, который для конкретной пары колес учитывает целый ряд факторов (подрез, заострение головки зуба, коэффициент перекрытия и др.). Кроме того, есть рекомендации ГОСТа по выбору смещений для пары колес. Зачастую смещения для пары колес назначают из условия получения стандартного значения межосевого расстояния.

1. Геометрические параметры эвольвентного зубчатого колеса

Благодаря целому ряду эксплуатационных и технологических преимуществ в настоящее время в современной технике наибольшее распространение получили эвольвентные колеса. Эвольвента в качестве профиля зуба зубчатого колеса (рис. 1) в свое время была предложена Леонардом Эйлером.

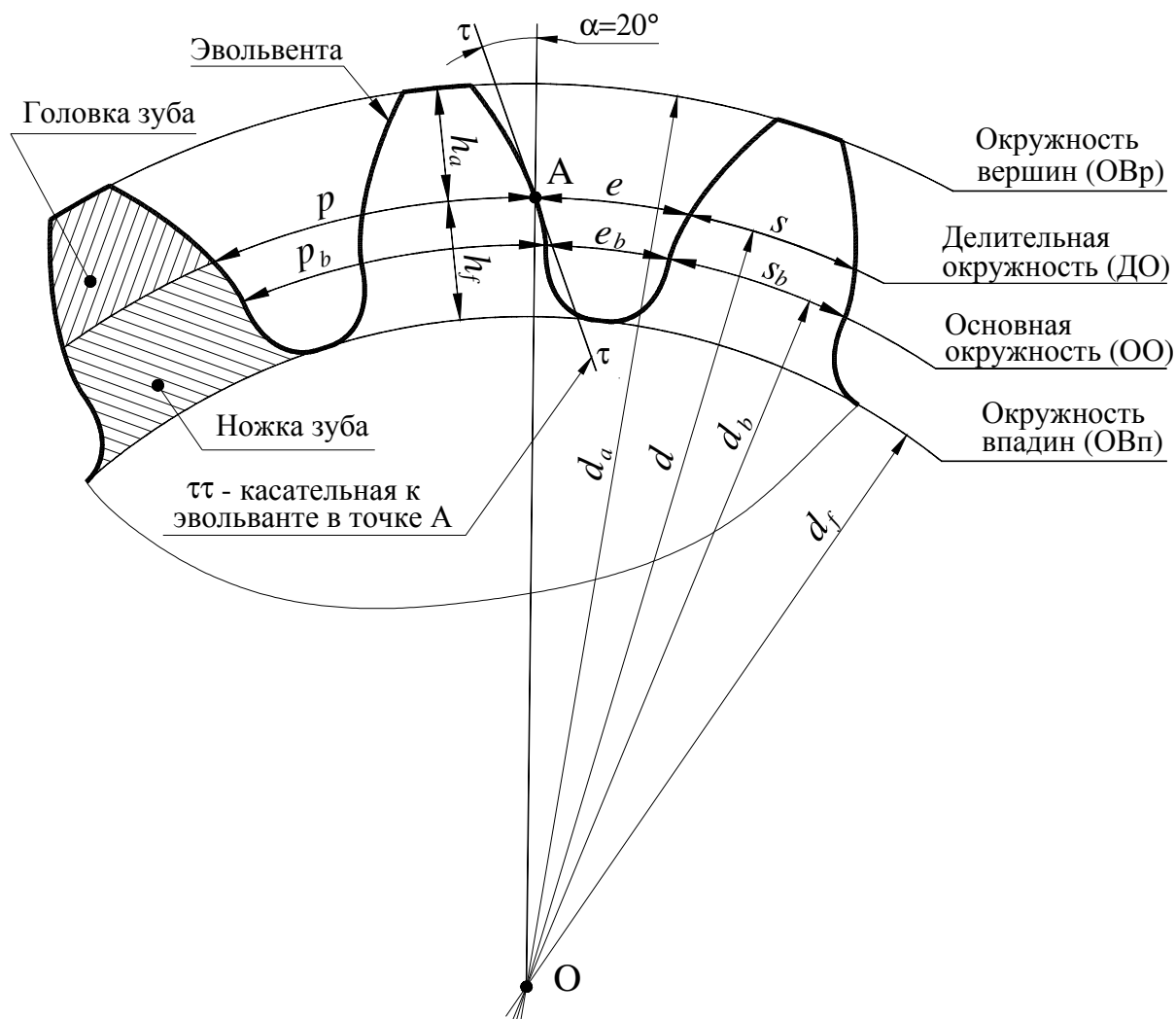


Рисунок 1 - Эвольвентное цилиндрическое колесо

На рисунке:

$p = m\pi$ - шаг зубчатого колеса;

m - модуль зубчатого колеса;

s - толщина зуба зубчатого колеса;

e - ширина впадины зубчатого колеса;

$h_a = h_a^* \cdot m$ – высота головки зуба;

$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m$ – высота ножки зуба;

$h_a^* = 1,0$ – коэффициент высоты головки зуба;

$c^* = 0,25$ – коэффициент радиального зазора;

$d = mz$ – диаметр делительной окружности (ДО);

d_a – диаметр окружности вершин (ОВр);

d_f – диаметр окружности впадин (ОВп);

d_b – диаметр основной окружности (ОО);

Для обозначения параметров зубчатого колеса предусмотрено применение следующих индексов:

a – индекс, относящийся к параметрам окружности вершин и головки зуба (d_a, h_a, s_a, e_a и т. д.);

b – индекс, относящийся к параметрам основной окружности (d_b, s_b, e_b, p_b и т. д.);

f – индекс, относящийся к параметрам окружности впадин и ножки зуба (d_f, h_f, s_f, e_f и т. д.);

w – индекс, относящийся к параметрам начальной окружности ($d_w, h_w, s_w, e_w, p_w, \alpha_w$ и т. д.). Примечание: понятие «начальная окружность колеса» применимо только для колеса, которое находится в зацеплении с другим колесом. Для отдельного колеса такое понятие не существует.

Параметры, относящиеся к делительной окружности, индексов не содержат (d, s, e, p, α).

В ГОСТе, который действует сейчас на Украине, дается следующее определение понятия делительная окружность – *это окружность, по которой шаг стандартный, а профильный угол эвольвенты $\alpha = 20^\circ$.*

2. Теоретический исходный и производящий контуры

В качестве теоретического исходного контура (ТК) принята эвольвентная рейка, которую можно рассматривать как сектор зубчатого колеса с $z = \infty$. При $z = \infty$ радиус кривизны эвольвенты равен ∞ , т.е. эвольвента превращается в прямую линию. Таким образом, эвольвентная часть профиля рейки очерчена прямыми линиями. Производящий контур (ПК) – инструмент для нарезания зубчатых

колес. Производящий контур от теоретического отличается наличием заштрихованной части контура (рис. 2).

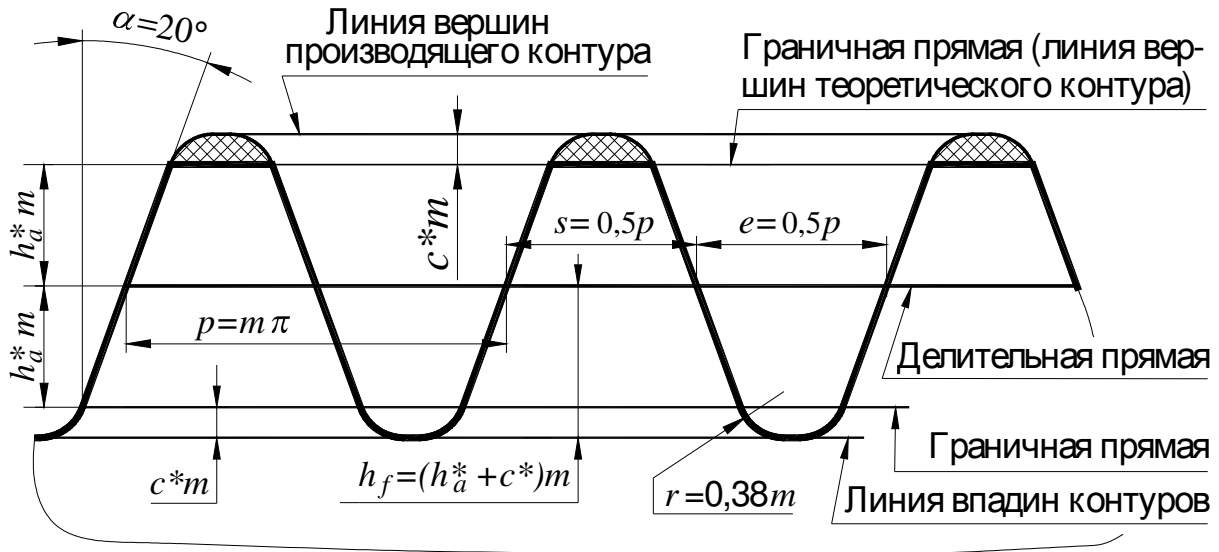


Рисунок 2 - Теоретический исходный и производящий контуры

Граничные прямые (ГП) это такие прямые линии, между которыми профиль зуба рейки очерчен прямыми линиями. Часть профиля зуба рейки, заключенная между граничной прямой и линией вершин, очерчена дугой окружности радиуса ρ . Из рисунка 3 имеем

$$\rho = \frac{c^* \cdot m}{1 - \sin \alpha} \approx 0,38m .$$

По делительной прямой рейки толщина зуба рейки и ширина впадины равны, т.е., $s = e = 0,5p$.

3. Изготовление зубчатых колес со смещением

В большинстве случаев зубчатые колеса изготавливают со смещением. Смещение существенно влияет на целый ряд параметров колес и зацепления (подрезание зубьев, заострение зубьев, коэффициент перекрытия, прочность зубьев колес и др.). Коэффициент смещения инструментальной рейки (или червячной фрезы) может назначаться по разным соображениям. Наибольшее число факторов можно учесть, назначив смещения с помощью блокировочного контура. Часто смещения назначают из условия, чтобы значение межосевого расстояния a_w было стандартным

$$a_w = a \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w,$$

где α_w – угол беззазорного зацепления выбирается из условия, чтобы значение a_w было стандартным.

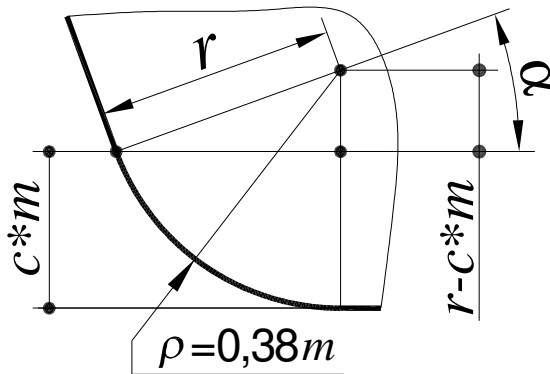


Рисунок 3 - Определение радиуса галтели рейки

Смещение может быть назначено из условия отсутствия подреза, т.е. смещение назначается, если $z < 17$. При $z \geq 17$ коэффициент смещения $x=0$. В курсовом проектировании по ТММ студентам рекомендуется назначать смещение из условия отсутствия подреза, хотя на практике это применяется редко. Коэффициент минимально необходимого смещения из условия отсутствия подреза равен $x_{min} = (17-z)/17$.

При нарезании колес инструментом реечного типа (гребенка, червячная фреза) делительная окружность нарезаемого колеса всегда будет начальной окружностью в станочном зацеплении «рейка – колесо». Положение начальной прямой рейки определяется величиной абсолютного смещения xm . При $x=0$ начальной прямой рейки является делительная прямая рейки. Если $x \neq 0$, то начальной прямой будет прямая, отстоящая от делительной прямой на величину xm . На рисунке 4 показаны взаимные положения нарезаемого колеса и инструментальной рейки соответственно при $x=0$ и при $x>0$.

На рисунке 4 s_k и e_k – соответственно толщина зуба и ширина впадины нарезаемого колеса, s_{pk} и e_{pk} – соответственно толщина зуба и ширина впадины рейки по начальной прямой, mx – абсолютная величина смещения рейки.

При $x>0$ (рейка смещается от центра колеса) толщина зуба нарезаемого колеса $s>0,5p$, а ширина впадины $e<0,5p$. При отрицательном смещении рейки (к центру колеса), наоборот, $s<0,5p$, а $e>0,5p$.

При $x>0$ (рейка смещается от центра колеса) толщина зуба нарезаемого колеса $s>0,5p$, а ширина впадины $e<0,5p$. При отрицательном смещении рейки (к центру колеса), наоборот, $s<0,5p$, а $e>0,5p$.

В общем случае $s = 0,5 \cdot m \cdot \pi + 2mx \cdot \operatorname{tg} \alpha$. Из этой зависимости наглядно видно как изменяется толщина зуба колеса в зависимости от x .

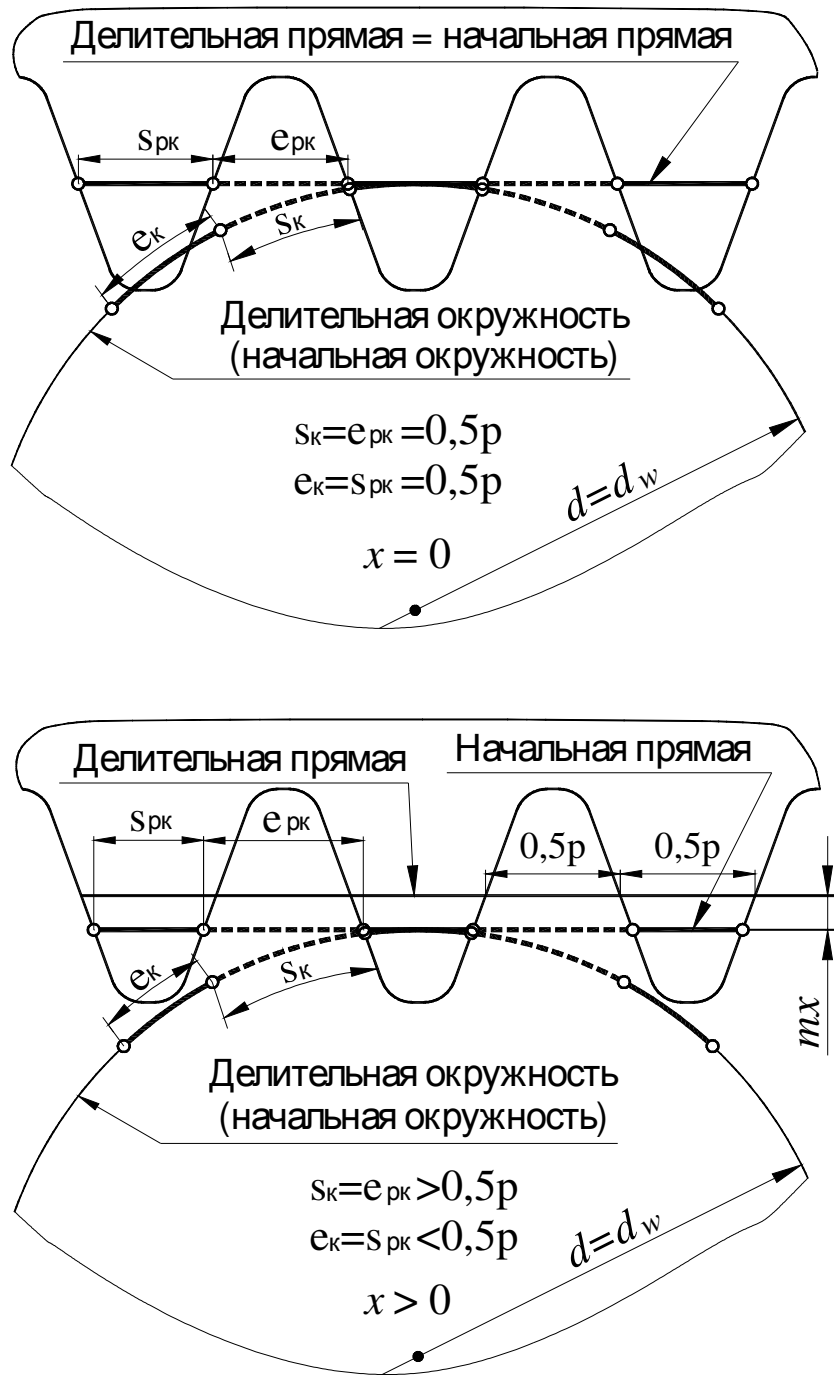


Рисунок 4 - Положения нарезаемого колеса и инструментальной рейки при $x=0$ и при $x>0$

4. Зубчатая передача с колесами, изготовленными со смещением

Для передачи, составленной из нулевых колес (изготовленных без смещения), а так же при $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$ межосевое расстояние равно

делительному межосевому расстоянию, т.е. $a_w = a = r_1 + r_2$. Такую передачу называют нулевой передачей или равносмещенной (рис. 5а). При $x_\Sigma > 0$ межосевое расстояние $a_w > a$ и передачу называют положительной (рис. 5б). При $x_\Sigma < 0$ (отрицательная передача) будет $a_w < a$. Величина, на которую изменяется межосевое расстояние a_w , по сравнению с делительным межосевым расстоянием a называется воспринимаемым смещением, т.е. $a_w - a = m\gamma$ – воспринимаемое смещение, а величина $\gamma = (a_w - a)/m$ – коэффициент воспринимаемого смещения.

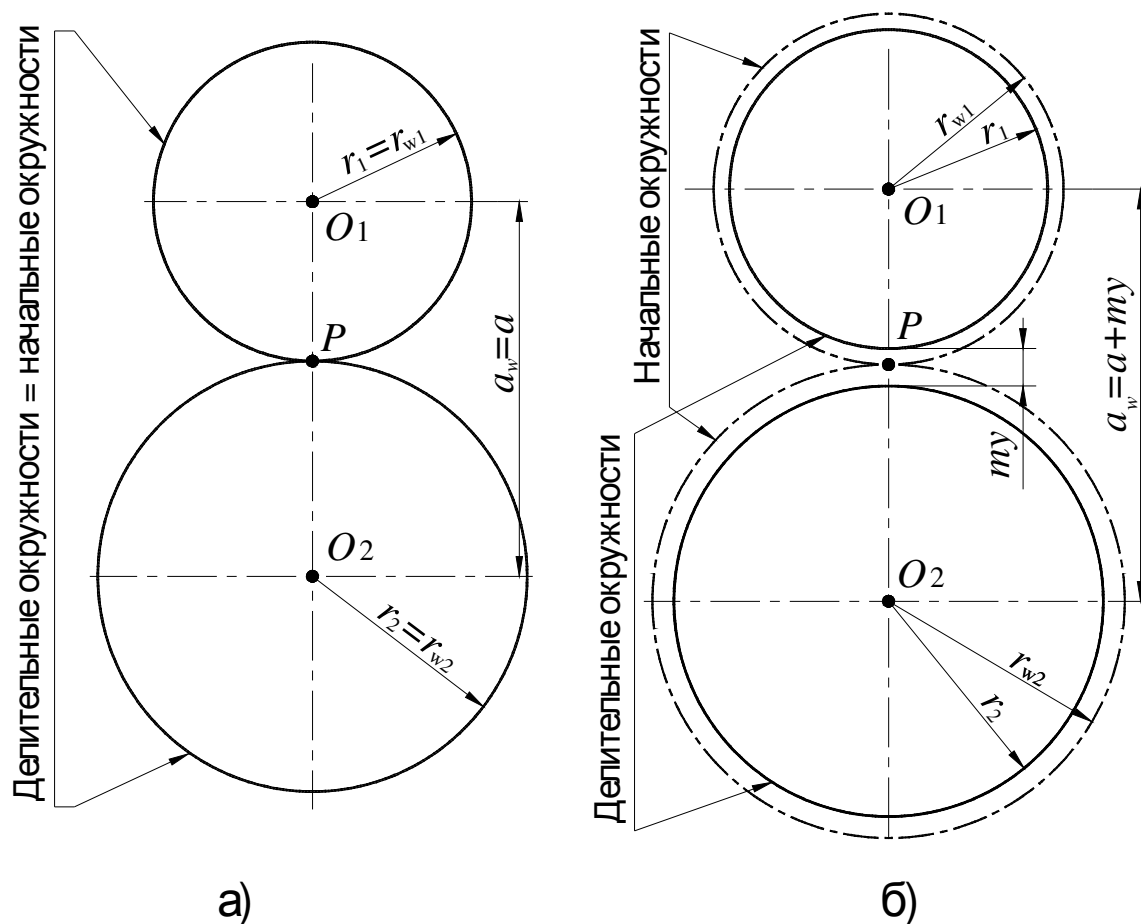


Рисунок 5 - Нулевая и положительная передачи

5. Геометрические параметры эвольвентой беззазорной передачи

Приведем зависимости для определения параметров беззазорной передачи, составленной из колес, изготовленных с минимально

необходимым смещением из условия отсутствия подреза $x=x_{min}$. Колеса изготовлены стандартным инструментом реечного типа с параметрами: $\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1,0$; $c^* = 0,25$. Исходными параметрами являются: z_1, z_2, m .

- 1) диаметр делительной окружности

$$d_i = mz_i; \quad (1)$$

- 2) шаг зубчатого колеса

$$p = m\pi; \quad (2)$$

- 3) угловой шаг зубчатого колеса

$$\varphi_{pi} = 360^\circ / z_i; \quad (3)$$

- 4) диаметр основной окружности

$$d_{bi} = d_i \cos \alpha; \quad (4)$$

- 5) минимально необходимое смещение из условия отсутствия подреза

$$(x_{min})_i = (17 - z_i) / 17; \quad (5)$$

- 6) толщина зуба по делительной окружности

$$s_i = 0,5 \cdot m\pi + 2mx_i \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (6)$$

- 7) ширина впадины колеса по делительной окружности

$$e_i = p - s_i; \quad (7)$$

- 8) суммарное смещение

$$x_\Sigma = x_1 + x_2; \quad (8)$$

- 9) суммарное число зубьев

$$z_\Sigma = z_1 + z_2; \quad (9)$$

- 10) инволюта угла беззазорного зацепления

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + 2 \frac{x_\Sigma}{z_\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (10)$$

где - $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha \cdot \frac{\pi}{180} \approx 0,0149$ (при $\alpha = 20^\circ$).

- 11) Угол беззазорного зацепления α_w определяется по значению $\operatorname{inv} \alpha_w$.

Это можно сделать по таблицам инволютных функций или по номограммам. Более быстро, удобно и с более высокой точностью α_w можно определить по следующим зависимостям, полученными преподавателями кафедры. Зависимость

$$\alpha_w = 76,8 \cdot (\operatorname{inv} \alpha_w)^{0,32} \quad (11)$$

позволяет вычислить α_w в диапазоне α_w от 18 до 27 градусов с точностью до 1 минуты, что полностью удовлетворяет требованиям к КП. Следующая, более сложная зависимость, в диапазоне α_w от 20 до 30 градусов, позволяет определить α_w с точностью до 1 секунды. Эта зависимость имеет вид:

$$\alpha_w = 106,97 \cdot (\text{inv } \alpha_w)^{0,36} - 38,85 \cdot (\text{inv } \alpha_w)^{0,57}; \quad (12)$$

12) делительное межосевое расстояние

$$a = 0,5mz_\Sigma; \quad (13)$$

13) межосевое расстояние беззазорного зацепления

$$a_w = a \cdot (\cos \alpha / \cos \alpha_w); \quad (14)$$

14) диаметр начальной окружности

$$d_{wi} = d_i (\cos \alpha / \cos \alpha_w); \quad (15)$$

15) коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = (a_w - a) / m; \quad (16)$$

16) коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = x_\Sigma - y; \quad (17)$$

17) высота головки зуба

$$h_{ai} = h_a^* \cdot m + mx_i - m\Delta y; \quad (18)$$

18) высота ножки зуба

$$h_{fi} = m \cdot (h_a^* + c^*) - mx_i; \quad (19)$$

19) высота зуба

$$h = m \cdot (2h_a^* + c^* - \Delta y); \quad (20)$$

20) диаметр окружности вершин

$$d_{ai} = m \cdot (z_i + 2h_a^* + 2x_i - 2\Delta y); \quad (21)$$

21) диаметр окружности впадин

$$d_{fi} = m \cdot (z_i - 2h_a^* - 2c^* + 2x_i); \quad (22)$$

22) длина рабочего участка линии зацепления

$$ab = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - \text{tg } \alpha_w \cdot (r_{b1} + r_{b2}); \quad (23)$$

23) коэффициент перекрытия

$$\varepsilon = ab / p_b. \quad (24)$$

24) коэффициенты скольжения профилей зубьев

$$\lambda_1 = KP / KN_1 \cdot (i_{12} + 1); \quad \lambda_2 = KP / KN_2 \cdot (i_{12} + 1); \quad (25)$$

где K – точка контакта профилей; P – полюс зацепления; N_1 и N_2 – границы теоретического участка линии зацепления; $i_{12}=z_2/z_1$ – передаточное отношение.

Кроме перечисленных выше параметров, которые необходимо выполнять, целесообразно будет рассчитать ряд дополнительных параметров, что дает возможность контролировать точность графических построений:

1) угловая толщина зуба по делительной окружности

$$\varphi_{Si} = (s_i / r_i) \cdot (180/\pi) \text{ (в градусах);} \quad (26)$$

2) угловая координата начальной точки эвольвенты (рис. 6)

$$\varphi_w = \alpha_w + \theta_w = (\tan \alpha_w) \cdot (180/\pi) \text{ (в градусах).} \quad (27)$$

Примечание: Положение начальной точки эвольвенты M можно найти иначе – точка M это точка пересечения отрезка OB с основной окружностью (рис. 6). В свою очередь положение точки B определяется с помощью отрезка

$$BN_i = l = r_{bi} \cdot \operatorname{tg} \varphi_w \quad (28)$$

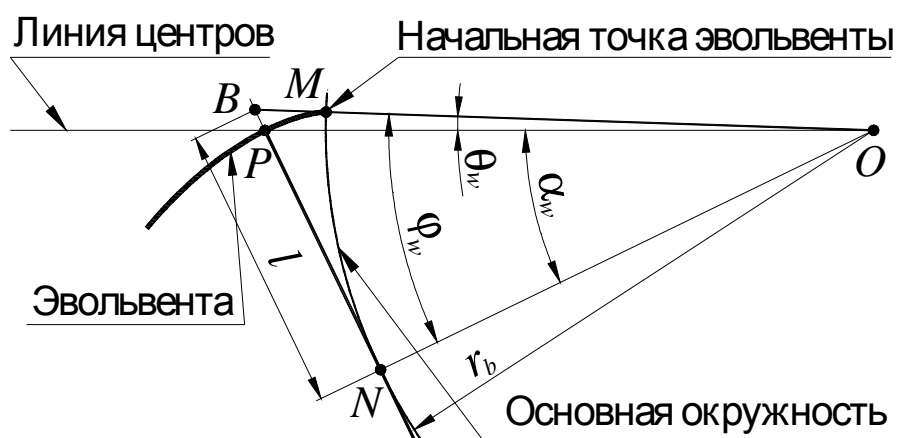


Рисунок 6 - Определение начальной точки эвольвенты

3) толщина зуба по окружности вершин

$$s_{ai} = d_{ai} (s_i / d_i + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{ai}); \quad (29)$$

где $\alpha_{ai} = \arccos(r_{bi} / r_{ai})$ - профильный угол эвольвенты по окружности вершин;

4) толщина зуба по основной окружности

$$s_{bi} = d_{bi} (s_i / d_i + \text{inv} \alpha); \quad (30)$$

5) толщина зуба по начальной окружности

$$s_{wi} = d_{wi} (s_i / d_i + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_w). \quad (31)$$

6. Построение картины эвольвентного зацепления

При вычерчивании в среде AutoCAD, как правило, применяется масштаб М1:1 или М10:1, а при оформлении чертежа, масштаб выбирается с учетом оптимального заполнения поля чертежа.

Построение картины эвольвентного зацепления можно разделить на ряд этапов.

Первый этап имеет подготовительный характер. На этом этапе студенту необходимо выполнить следующую работу:

1) выбрать масштаб чертежа. Обычно картину зацепления вычерчивают в масштабе М1:1;

2) наметить центры колес O_1 и O_2 с межосевым расстоянием a_w (в выбранном масштабе) и провести основные окружности OO_1 и OO_2 с радиусами, соответственно r_{b1} и r_{b2} (рис.7.);

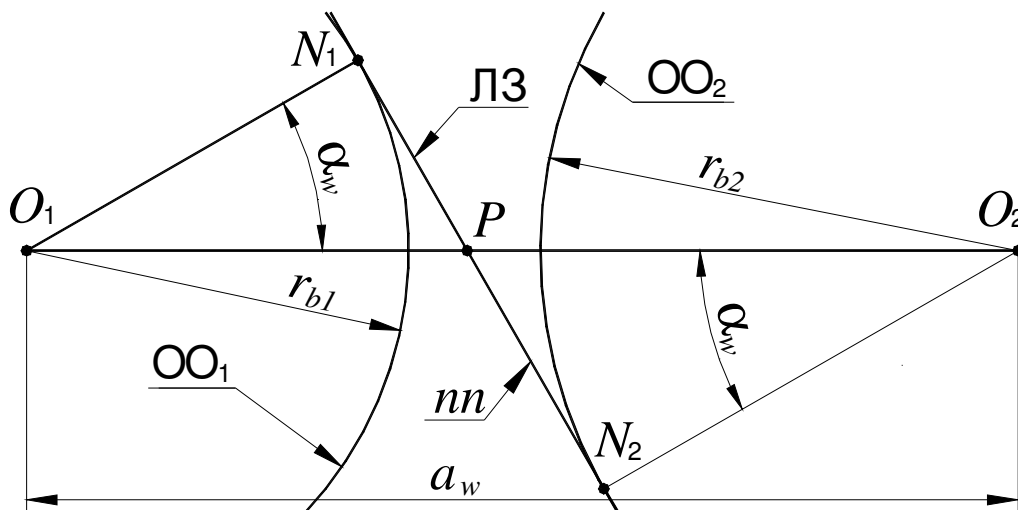


Рисунок 7 - 1-й этап вычерчивания картины эвольвентного зацепления

3) провести общую касательную к основным окружностям nn , которая будет являться линией зацепления (ЛЗ). Точка пересечения ЛЗ с линией центров колес O_1O_2 есть полюс зацепления P

(для построения касательной необходимо воспользоваться привязкой «касательная»).

4) определить точки касания N_1 и N_2 общей касательной nn с основными окружностями OO_1 и OO_2 .

На втором этапе (рис. 8.) выполняется подготовительная работа для вычерчивания эвольвенты. Эвольвенту можно построить двумя способами.

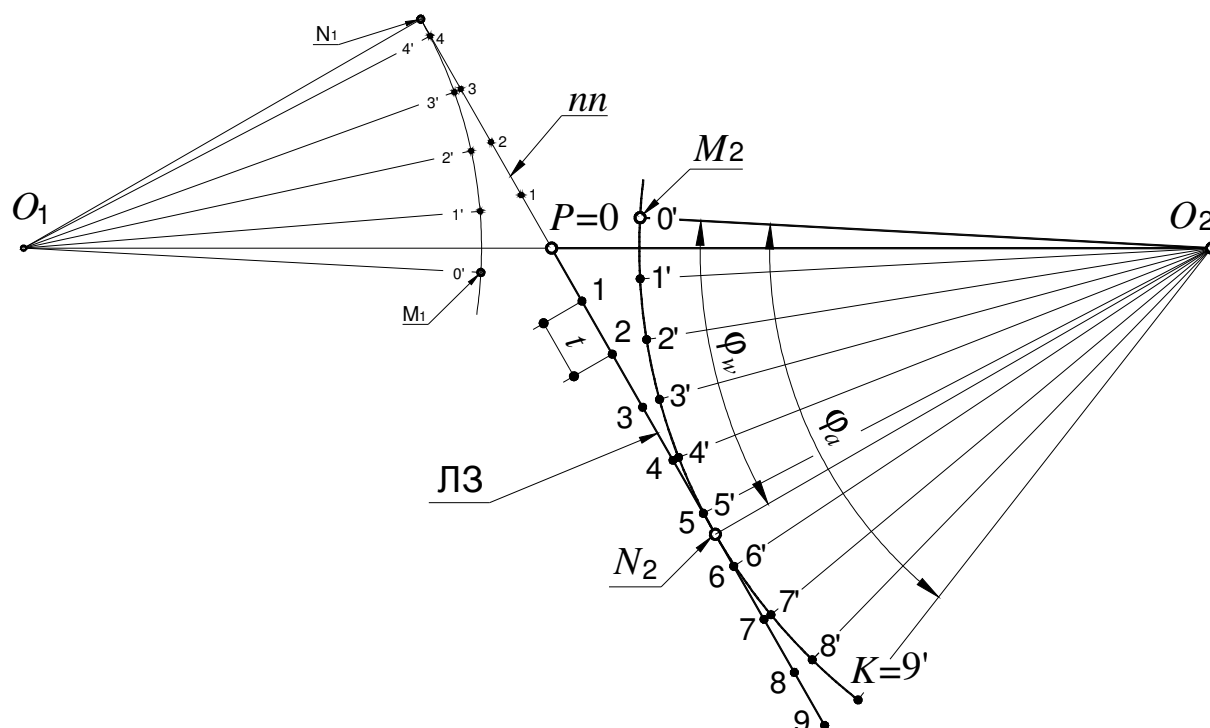


Рисунок 8 - 2-й этап вычерчивания картины эвольвентного зацепления

На рисунке 8. подробно показаны построения для колеса 2. Часть построений для колеса 1 (тонкие линии и мелкий шрифт) показаны для уяснения картины в целом.

По определению эвольвента окружности есть след любой точки прямой при перекатывании ее без скольжения по основной окружности (ОО). Таким образом, если, например, перекатывать линию nn по OO , то любая точка этой прямой будет описывать эвольвенту, в частности точка P опишет эвольвенту, проходящую через полюс.

Сущность второго способа состоит в следующем. Для эвольвентного профиля сопряженным является эвольвентный профиль.

Из этого следует, что эвольвентой будет огибающая ряда положений профиля зуба рейки в ее обращенном движении вокруг центра колеса. В курсовых проектах эвольвенту обычно строят первым способом, т.е. в соответствии с определением понятия эвольвенты.

Рассмотрим подготовительную работу для вычерчивания эвольвенты именно этим способом.

1. Определить координаты начальных точек эвольвент для случая, когда они контактируют в полюсе P . Положение начальной точки эвольвенты M можно найти как с помощью угловой координаты φ_w , что весьма удобно, так и с помощью отрезка BN_i (см. рис. 6.).

2. Для построения эвольвенты необходимо показать ряд положений линии nn при перекачивании ее по OO . Эвольвенту строят от основной окружности до окружности вершин. Для этого линию nn необходимо прокатить по OO от начальной точки M на дуге \widehat{MK} с центральным углом равным φ_a (рис.8.). Величину угла φ_a можно найти по формуле

$$\varphi_a = \alpha_a + \theta_a = \alpha_a + \text{inv } \alpha_a = \text{tg } \alpha_a \cdot (180/\pi) \quad (\text{в градусах}). \quad (33)$$

Ориентировочное значение угла φ_a можно найти по формуле $\varphi_a \approx (1,3 - 1,5) \cdot \varphi_w$.

На дуге \widehat{MK} обычно, в зависимости от выбранного шага, отображается приблизительно $8 \div 12$ фиксированных положений линии nn , которые она занимает при перекачивании по OO . После выбора шага выполняется разметка дуги \widehat{MK} и луча Pn . Разметку дуги начинают от точки M , а разметку луча от полюса P . На рисунке 8 показана разметка луча (точки от 0 до 9) и разметка дуги (точки от 0' до 9'). В AutoCAD разметка выполняется легко, быстро и точно. Для этого необходимо воспользоваться командой «Разметить» и указать объект и шаг t разметки. Необходимо иметь в виду, что разметка, например, луча Pn , будет начинаться с той стороны, на которую будет указано. Из этого следует, что линия nn обязательно должна иметь разрыв в точке P и при указании объекта разметки необходимо указывать на линию nn возле точки P . Аналогично, дуга основной окружности должна быть разорванной в точке M и для разметки необходимо указывать дугу возле точки M .

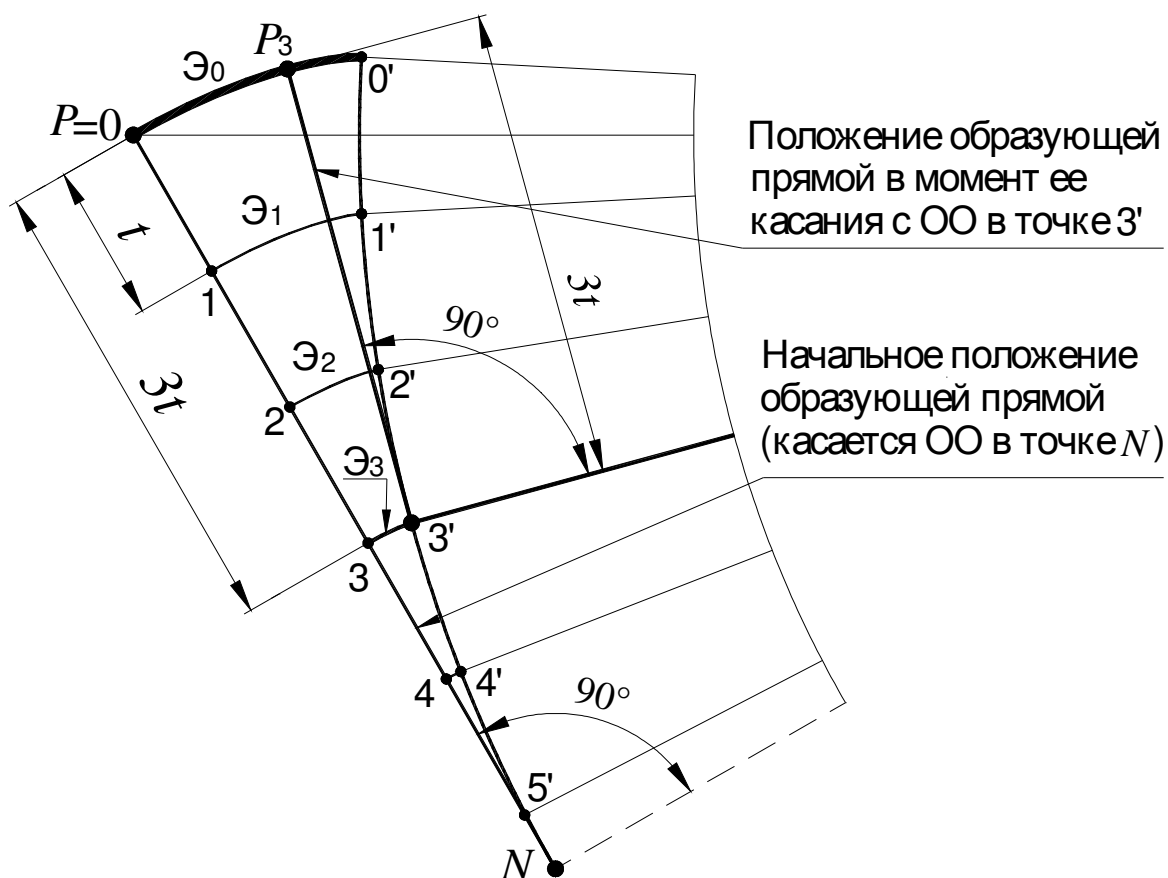


Рисунок 9 - Определение точки эвольвенты 1-м способом

На третьем этапе (рис. 10.) выполняется построение эвольвенты.

Если разметка (на втором этапе) выполнялась с шагом t равным 1, 5, 10мм (целое удобное число), то построение эвольвенты существенно упрощается, т.к. необходимые подсчеты в процессе построения можно выполнять устно. Можно предложить два способа вычерчивания эвольвенты в соответствии с ее определением. Сущность первого способа показана на рисунке 9. Рассмотрим образование эвольвенты как след точки P . На рисунке 9 показаны два положения образующей прямой – начальное положение с касанием OO в точке N и одно из текущих положений с касанием OO в точке $3'$. Для построения положения образующей прямой с касанием OO в точке $3'$ необходимо из точки $3'$ провести отрезок перпендикулярно радиальному лучу, проведенному из центра колеса в точку $3'$ длиной равной $3'P_3 = 3t$. Точка P_3 будет точкой эвольвенты \mathcal{E}_0 . При перекатывании образующей прямой по OO из начального положения

в положение 3 точки на образующей прямой 0, 1, 2 и 3 соответственно образовали эвольвенты $\mathcal{E}_0, \mathcal{E}_1, \mathcal{E}_2$, и \mathcal{E}_3 . Аналогично был построен ряд других положений образующей прямой и точки эвольвенты. Для того, чтобы определиться с конечной точкой эвольвенты, необходимо провести дугу радиуса r_a (окружность вершин). Результат этих построений показан на рисунке 10. Из рисунка видно, что окружность вершин пересекает эвольвенту между точками 8 и 9, количество выбранных положений образующей прямой при данном шаге разметки достаточное.

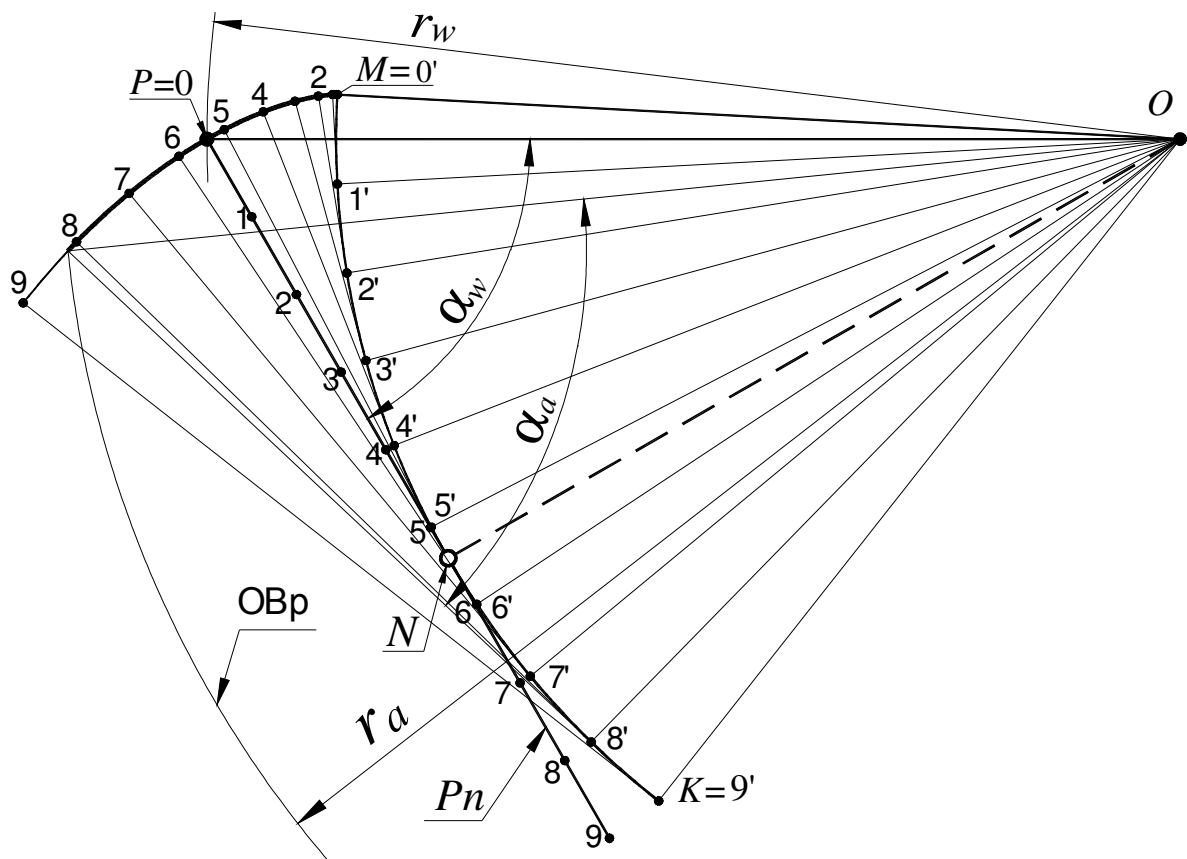


Рисунок 10 - Построение эвольвенты 1-м способом

Более эффективным является второй способ. Команда «Подобие» позволяет создавать объект подобный данному с заданной дистанцией. Если объектом является окружность, то указанной выше командой будет создана концентрическая окружность, если объект произвольная кривая, то результатом применения команды будет эквидистантная кривая. В нашем случае объектами будут радиальные лучи, проведенные из центра колеса в точки 1', 2', и т. д. ос-

новой окружности. Результатом применения команды «Подобие» будут линии параллельные соответствующим радиальным лучам. Концы этих линий образуют эвольвенту (рис.11).

Для наглядности на концах радиальных лучей показаны стрелки в форме ромба (♦). После применения команды «Подобие» радиальные лучи со стрелками образовали подобные объекты на соответствующих дистанциях ($1t$, $2t$, $3t$, и $4t$). Концы стрелок подобных объектов образуют эвольвенту. Естественно, что в курсовом проекте не нужно радиальные лучи вычерчивать со стрелками.

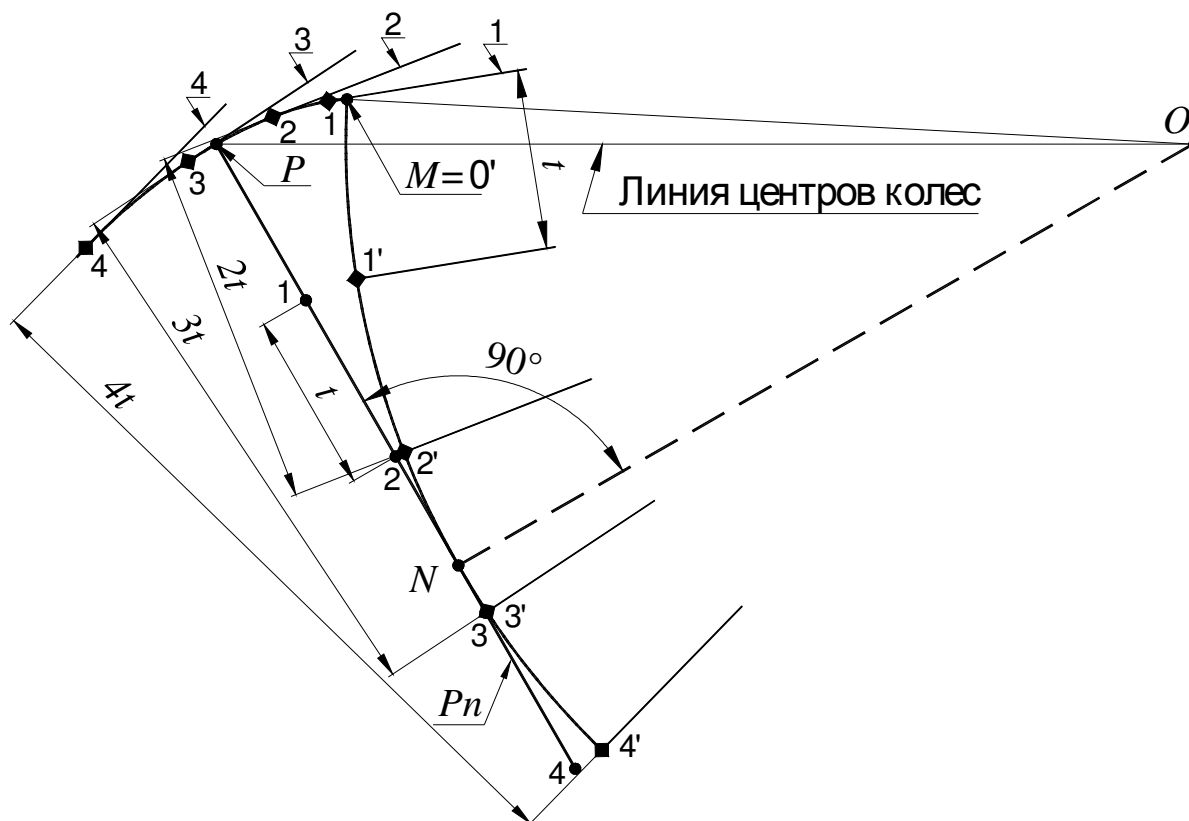


Рисунок 11 - Построение эвольвенты 2-м способом

На четвертом этапе вычерчивается галтель зуба. Галтель это кривая линия, по которой происходит сопряжение эвольвентой части профиля зуба с окружностью впадин (рис. 12.). При этом необходимо иметь в виду, что при $z=17$ эвольвентная часть профиля зуба будет иметь начало на основной окружности (точка В), и соответственно, галтель будет начинаться с основной окружности. Это относится и к колесам с $z < 17$, если смещение было назначено из ус

ловия отсутствия подреза. Если $z > 17$, то эвольвентная часть профиля зуба будет начинаться не с основной окружности, а с окружности большего радиуса. Чем больше z тем больше участок эвольвенты, начиная от OO , который не используется, как часть профиля зуба. В частности, при $z=42$ окружность впадин будет совпадать с основной окружностью, т. е. $r_f \approx r_b$. Необходимо помнить, что эвольвента и галтель образуются профилем зуба рейки, причем эвольвенту формирует профиль зуба рейки, заключенный между граничными прямыми, а галтель зуба колеса формируется галтелью рейки.

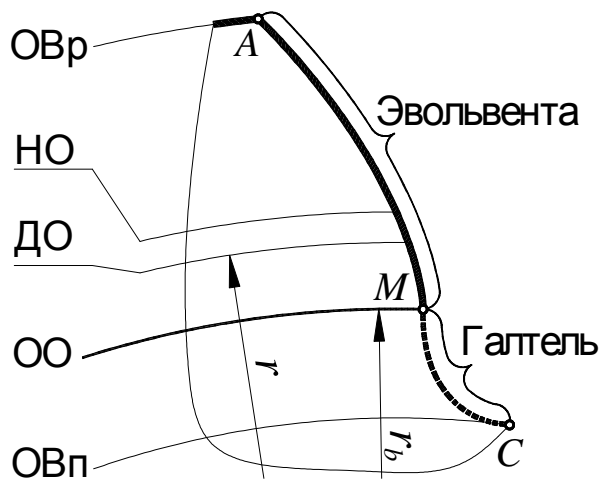


Рисунок 12 - Участки профиля зуба

В целом, как уже отмечалось, профиль зуба колеса это огибающая ряда положений зуба рейки, которые она занимает в обратном движении. При этом эвольвентная часть профиля зуба колеса (рис. 12) есть огибающая ряда положений прямолинейной части профиля зуба рейки, а галтель зуба колеса – огибающая ряда положений галтели рейки. Это неизбежно вытекает из того, что для эвольвенты сопряженным профилем является эвольвента. Очевидно также, что радиус кривизны галтели зуба колеса (кривая переменного радиуса) в любой ее части больше чем радиус галтели рейки ρ

$$\rho' > \rho = \frac{c^* \cdot m}{1 - \sin \alpha} \approx 0,38m \quad (32)$$

Если проект выполняется в полном объеме, то для построения галтели необходимо построить ряд положений профиля зуба рейки, которые она занимает при перекачивании начальной прямой рейки по делительной окружности колеса. При этом, естественно, можно построить и эвольвентную часть профиля зуба.

Иногда преподаватель разрешает студенту упрощенное построение эвольвенты. В этом случае галтель выполняют в виде дуги с радиусом больше радиуса галтели рейки, т. е. с радиусом $\rho' > \rho = 0,38m$. Ориентировочно можно принимать $\rho' = (0,42 \div 0,5)m$. Вариант

упрощенного сопряжения эвольвентой части профиля зуба с окружностью впадин показан на рисунке 13. Для построения галтели вначале из начальной точки эвольвенты В проводят радиальный луч в

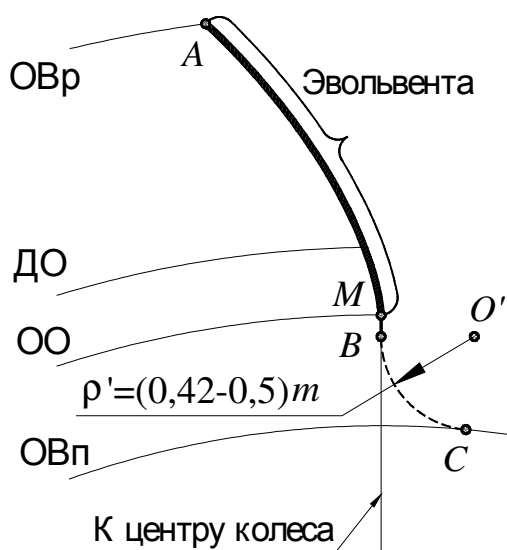


Рисунок 13 - Упрощенный способ построения галтели

центр колеса.

Затем дугой радиуса $\rho' = (0,42 \div 0,5)m$ выполняют сопряжение радиального луча с окружностью впадин ОВп. В результате профиль зуба содержит три участка. Участок АМ – эвольвента, участок МВ – прямая линия, участок ВС – дуга окружности радиуса ρ' . Следует отметить, что указанным выше способом можно строить галтель для колес с $z \leq 17$, изготовленных со смещением $x = x_{min}$. Если $z > 17$, то участок галтели ВВ' должен проходить не по радиальному лучу, а по касательной к

эвольвенте в точке ее начала. При желании, радиус окружности, с которой начинается эвольвента, можно найти по формуле (при $x=0$)

$$r_y = \sqrt{r_b^2 + \left(r \cdot \sin \alpha - \left(h_a^* \cdot m / \sin \alpha \right) \right)^2} . \quad (33)$$

На рисунке 14 показано построение профиля зуба колеса, как огибающей ряда положений зуба рейки, которые она занимает в обратном движении. В этом случае профиль строится полностью, т.е. и эвольвентная часть профиля и галтель. В нижней части этого рисунка показано начальное положение рейки. Это такое положение, при котором зуб рейки и зуб колеса контактируют в полюсе Р. При повороте рейки по часовой стрелке так, что ее начальная прямая НП без скольжения будет перекатываться по делительной окружности колеса ДО, точки начальной прямой 1, 2, 3 и т. д. последовательно будут соприкасаться с аналогичными точками на ДО колеса. При этом точка Р начальной прямой будет описывать эвольвенту Эп (правая ветвь эвольвенты). Центр закругления рейки О' будет перемещаться по траектории k, а точка Г (точка пересечения зуба рейки с граничной прямой ГП) - по траектории Тг.

При таком движения будет сформирована галтель и эвольвентная часть профиля зуба колеса, заключенная между делительной и основной окружностями. В результате аналогичного движения рейки в противоположном направлении (против часовой стрелки), точки начальной прямой $1'$, $2'$, $3'$ и т. д. будут соприкасаться с соответствующими точками на ДО. При этом точка Г будет двигаться по той же траектории Тг, а точка Р по эвольвенте Эл (левая ветвь эвольвенты). В итоге от делительной окружности ДО до окружности вершин ОВр сформируется профиль зуба, как огибающая ряда положений зуба рейки.

На рисунке 14 показаны положения рейки от 0-го до 8-го при перекачивании рейки по часовой стрелке и от 0-го до 10'-го при перекачивании рейки против в обращенном движении часовой стрелке

После построения ряда положений профиля зуба рейки, была проведена огибающая, которая является сопряженным профилем зуба колеса. В нижней части рисунка 14 показаны полученный профиль зуба колеса и профиль зуба рейки в начальном положении. В данный момент они имеют контакт на линии зацепления ЛЗ в полюсе P .

Для наглядности построения положений профиля зуба рейки, на рисунке 15 кроме начального положения показано только два текущие ее положения (положения 4 и 8), которые она занимает при перекачивании по часовой стрелке. При таком движении точки начальной прямой $8'$, $4'$, 0 , 4 и 8 образовали эвольвенты, соответственно $\mathcal{E}_{8'}$, $\mathcal{E}_{4'}$, \mathcal{E}_0 , \mathcal{E}_4 и \mathcal{E}_8 .

Построение положений профиля зуба рейки и НП рекомендуется выполнять в следующей последовательности. Предварительно разорвав НП и ДО в полюсе P , выполнить, начиная от полюса P , разметку (для этого применяется команда «Разметить») обеих частей НП и ДО с шагом t и пронумеровать метки. Количество меток определяется величиной шага t и величинами углов, на которые необходимо повернуть рейку, перекачивая ее НП по ДО по и против часовой стрелке.

При перекачивании НП по часовой стрелке угол поворота должен быть равен $\alpha_{пч} \geq \alpha_w$, а при перекачивании в противоположную сторону угол поворота должен быть $\alpha_{пч} \geq (\alpha_a - \alpha_w)$.

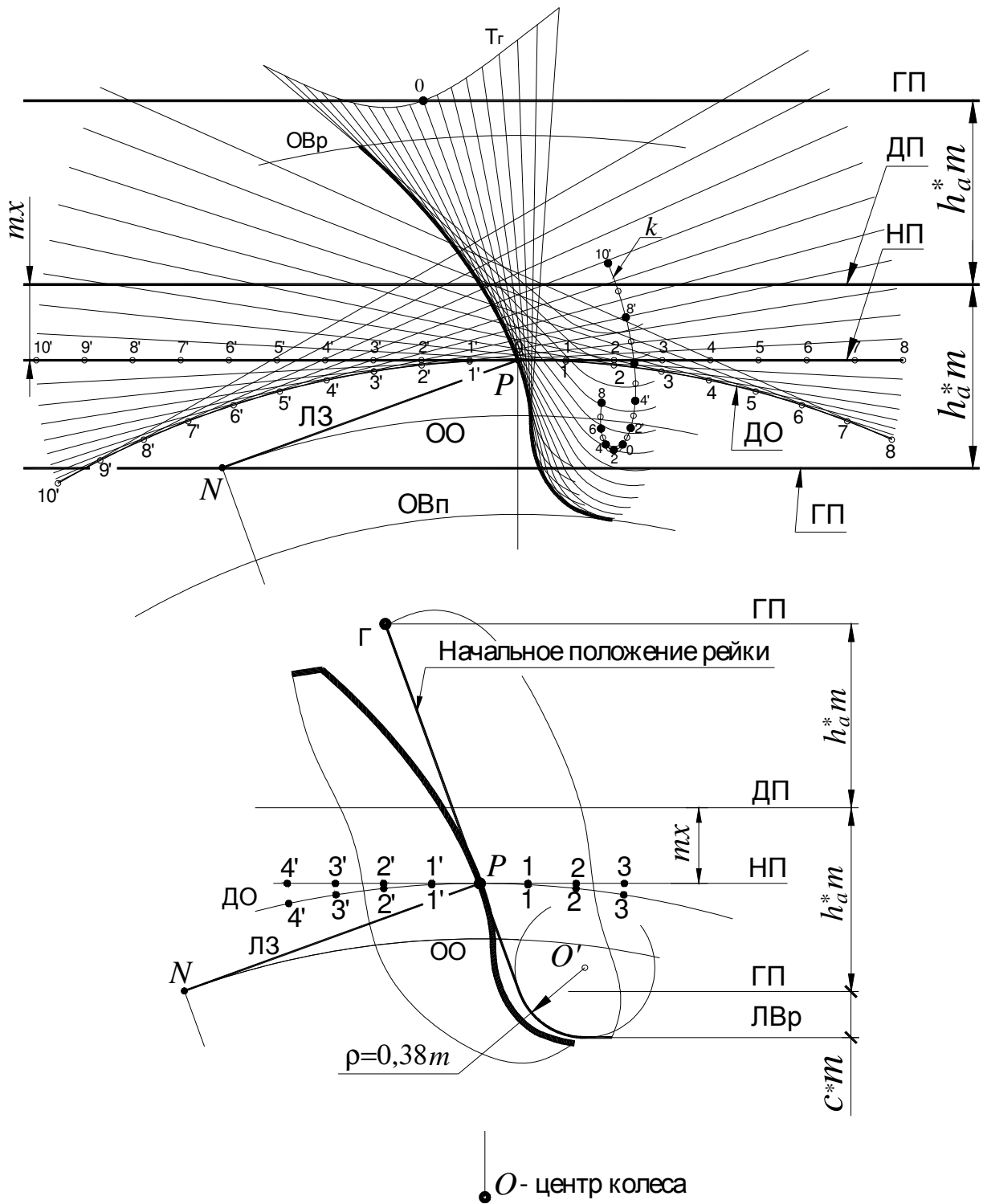


Рисунок 14 - Построение эвольвенты, как огибающей

Величина центрального угла, опирающегося на дугу ДО равной t будет $\varphi_t = (t/r) \cdot (180/\pi)$ (в градусах), где r – радиус ДО. Тогда количество меток справа и слева, соответственно должно быть $N_{прч}$

$\geq \alpha_{\text{прч}}/\varphi_t$, $N_{\text{пч}} \geq \alpha_{\text{пч}}/\varphi_t$. Одна из величин либо t , либо φ_t выбирается произвольно, желательно в виде целого числа. При выполнении на компьютере целесообразно выбрать φ_t (целое число), что упростит создание полярного массива объекта, в состав которого входят профиль зуба рейки и НП. Полярный массив можно создать следующим образом.

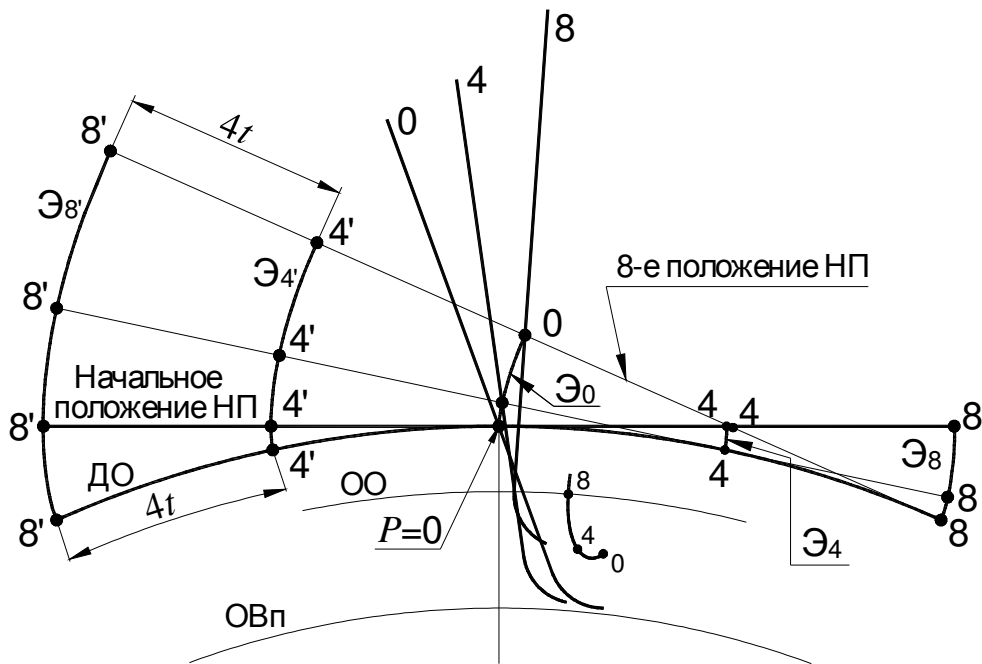


Рисунок 15 - Построение положений профиля зуба рейки и НП при перекачивании НП по ДО

Объект, состоящий из профиля зуба рейки и НП в начальном положении, поворачивают по часовой стрелке на угол $\varphi_{\text{пч}} = N_{\text{пч}} \cdot \varphi_t$, затем создают полярный массив с числом элементов $N_{\Sigma} = (N_{\text{прч}} + N_{\text{пч}} + 1)$ и дистанцией равной φ_t . В результате, первый объект массива (с номером 0) будет повернут на угол $\varphi_0 = \varphi_{\text{пч}} = N_{\text{пч}} \cdot \varphi_t$ (это угол со знаком «-»). Каждый последующий объект массива будет повернут на угол $\varphi_i = \varphi_0 + i \cdot \varphi_t$. Последний (k -й) объект массива будет повернут на угол $\varphi_k = \varphi_0 + \varphi_t \cdot (N_{\text{прч}} + N_{\text{пч}})$.

Далее выполняют перенос объектов массива в соответствующие точки (метки) на ДО, например, объект массива, который повернут по часовой стрелке на угол $4\varphi_t$, необходимо перенести на ДО так, чтобы НП указанного объекта массива касалась ДО точкой 4 в точке 4 ДО и т. д.

При выполнении чертежа, обычно, эвольвенту строят в соответствии с ее определением, а галтель с разрешения преподавателя можно построить упрощенно (рис. 13). Точное построение галтели (в том числе и эвольвенты) рассмотрено выше, но при ручном выполнении чертежа это довольно сложно и громоздко.

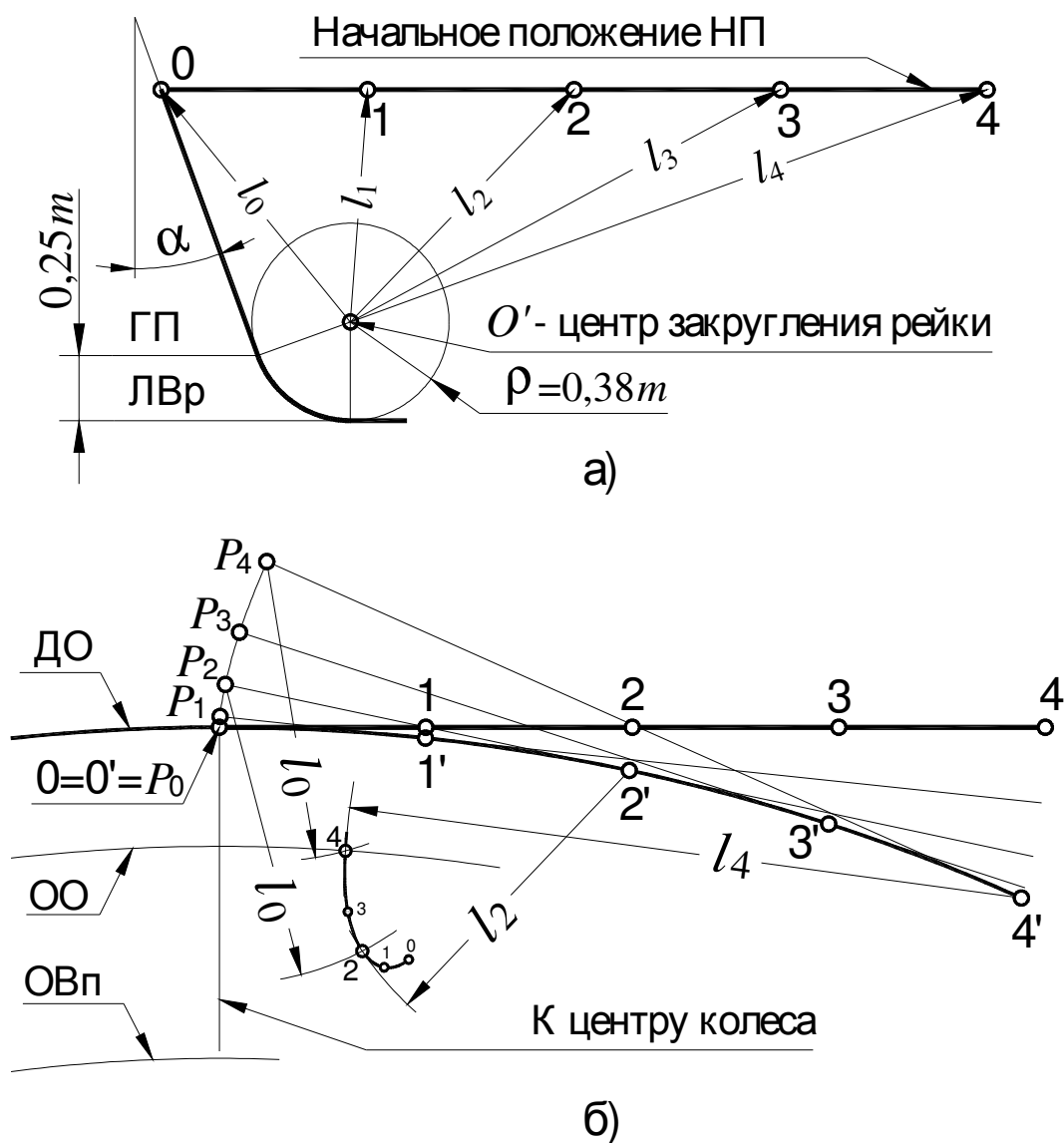


Рисунок 16 - Построение положений НП и центра закруглений рейки

На рисунке 17 показано точное построение галтели. В этом случае вначале определяют след центра закруглений рейки O' при перекачивании НП по ДО по часовой стрелке. Для определения положения центра закруглений рейки O' при различных положениях

НП необходимо воспользоваться координатой l_0 и в зависимости от положения НП одной из координат l_1, l_2, l_3 , или l_4 (рис. 16, а).

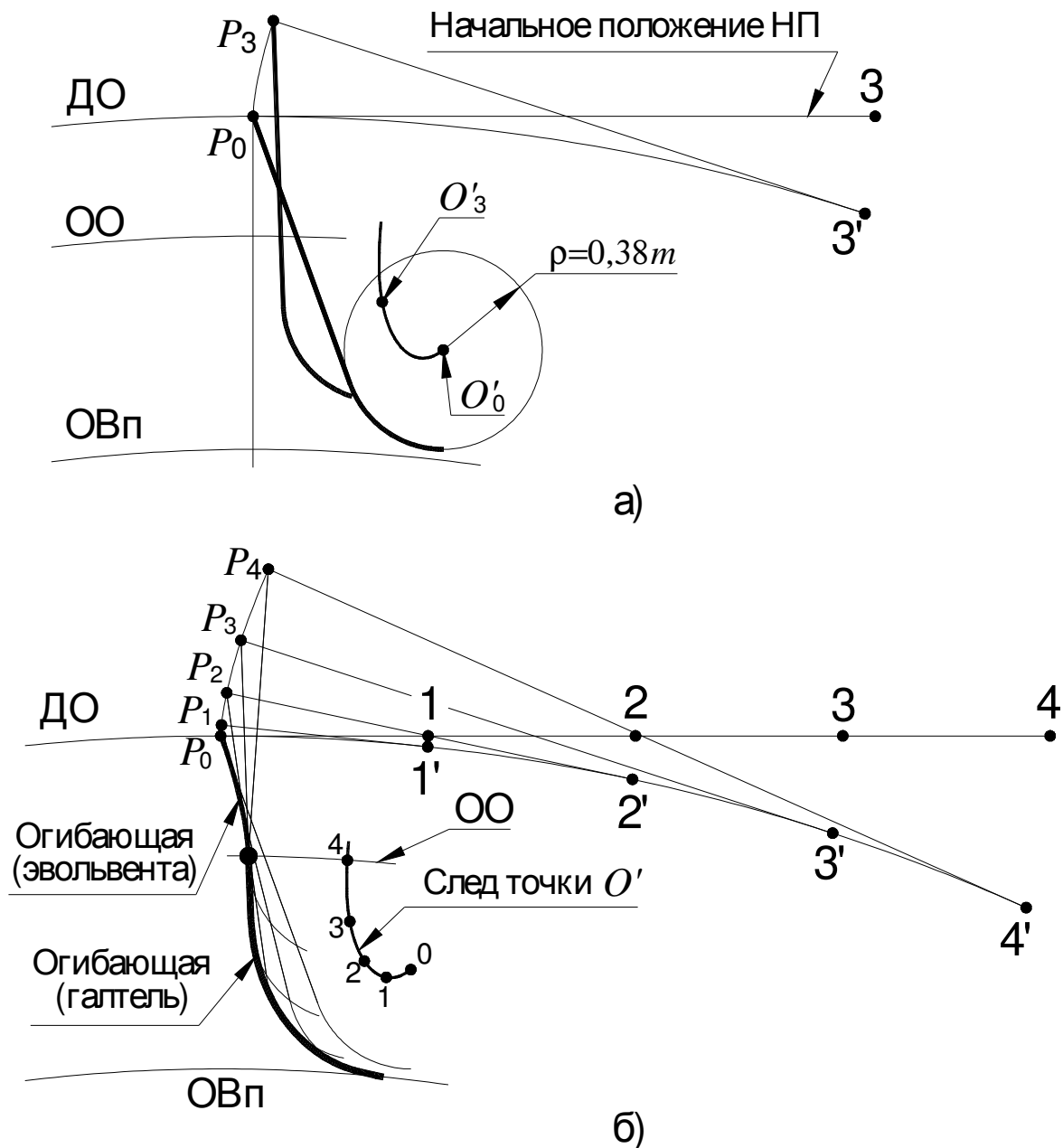


Рисунок 17 - Построение положений профиля зуба рейки и их огибающей

На рисунке 16, б показано определение положения O' , когда НП занимает положения 2 и 4 (сами точки и их обозначения показаны более крупно). Так, например, в положении 4 центр O' находится на пересечении дуги радиуса l_0 с центром в точке P_4 и дуги радиуса l_4 с центром в точке $4'$.

После определения положения точки O' строят часть профиля зуба рейки (рис. 17, а), которая состоит из галтели ($\rho=0,38m$) и прямолинейного участка от галтели до НП. На этом рисунке показано начальное положение НП и зуба рейки и то же самое в положении 3. Для построения профиля зуба рейки, например, в положении 3 необходимо из центра O'_3 провести окружность радиуса $\rho=0,38m$, а затем из точки P_3 провести прямую до касания с окружностью радиуса ρ .

Построив огибающую ряда положений зуба рейки, получим галтель зуба колеса и небольшой участок эвольвенты от галтели до ДО (рис.17, б).

На пятом этапе необходимо построить зеркальный профиль и дополнительно построить два соседних зуба (рис. 18).

Имея в виду, что эвольвента и галтель построены и проведены окружности ОВр, ДО, ОО, и ОВп, дальнейшие построения понятны из рисунка 18.

Профиль ПЗ1, а также профили зубьев №2 и №3 строятся методом отзеркаливания, используя ось симметрии зуба Od и ось симметрии впадины Of

Следует только отметить, что после построения зуба №1 остальные два зуба можно построить не только методом отзеркаливания, как это показано на рисунке, но и методом создания полярного массива (z элементов на угле 360°).

На рисунке 18:

$\widehat{ab}=s$ - толщина зуба по ДО (длина дуги \widehat{ab});

$\widehat{cd} = p = m\pi$ - шаг зубчатого колеса (длина дуги \widehat{cd});

φ_s – угловая толщина зуба;

φ_p – угловой шаг зуба;

Те же построения и расчеты, начиная со второго этапа, необходимо выполнить для второго зубчатого колеса.

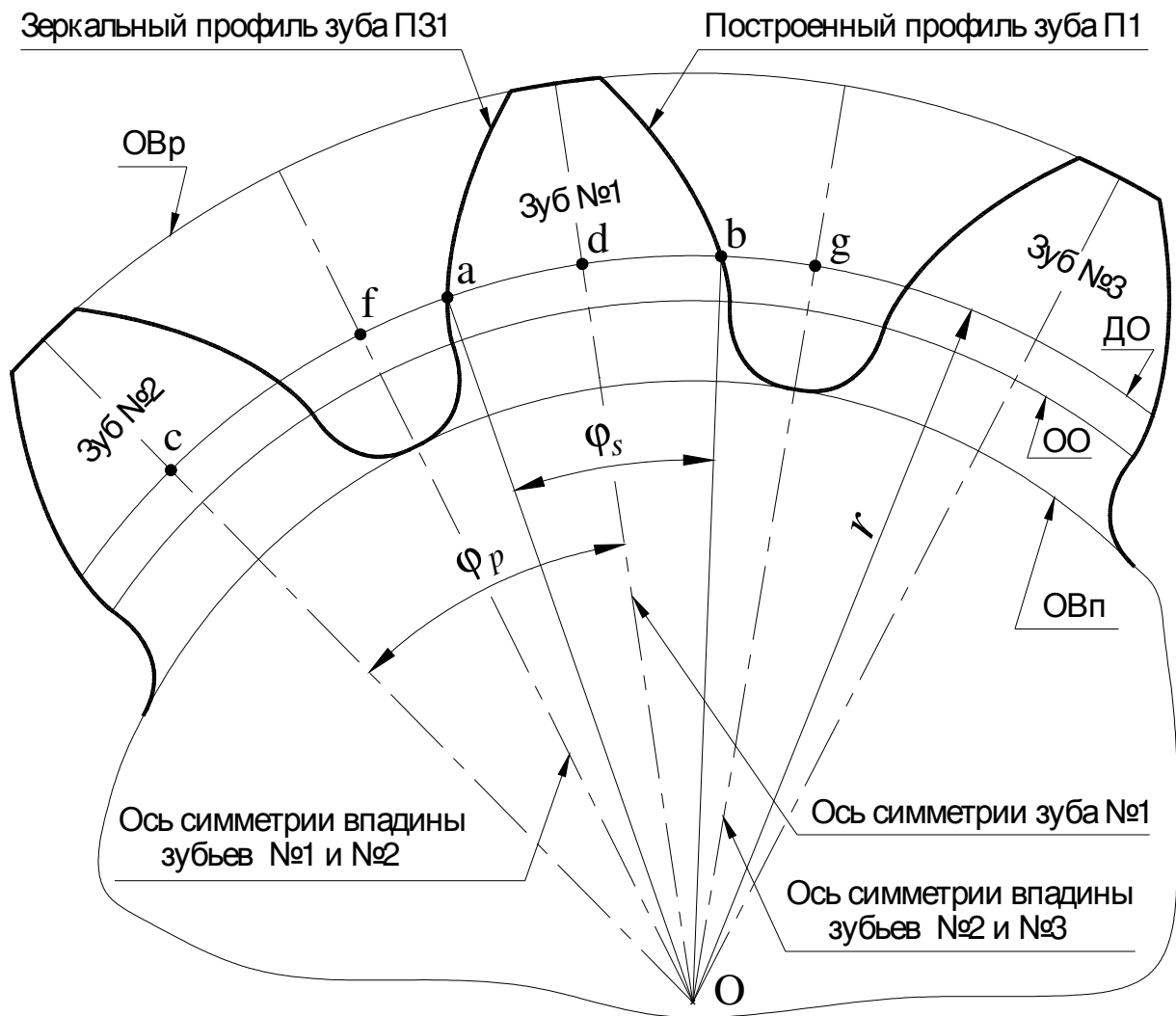


Рисунок. 18 - Построение зубьев колеса

На рисунке 19 показана картина зацепления пары зубчатых колес. На рисунке N_1N_2 – теоретический участок линии зацепления (ЛЗ). Границы участка N_1 и N_2 – это точки контакта ЛЗ с основными окружностями OO_1 и OO_2 . Границы рабочего участка линии зацепления ab это точки пересечения ЛЗ с окружностями вершин $ОВр_1$ и $ОВр_2$. Рисунок 19 приведен с целью, показать вид картины зацепления с отображением основных элементов построения эвольвент. Здесь не показан целый ряд необходимых элементов, который должен быть на чертеже. Не показаны начальные окружности $НО_1$ и $НО_2$, диаметры всех окружностей, угол зацепления α_w , межосевое

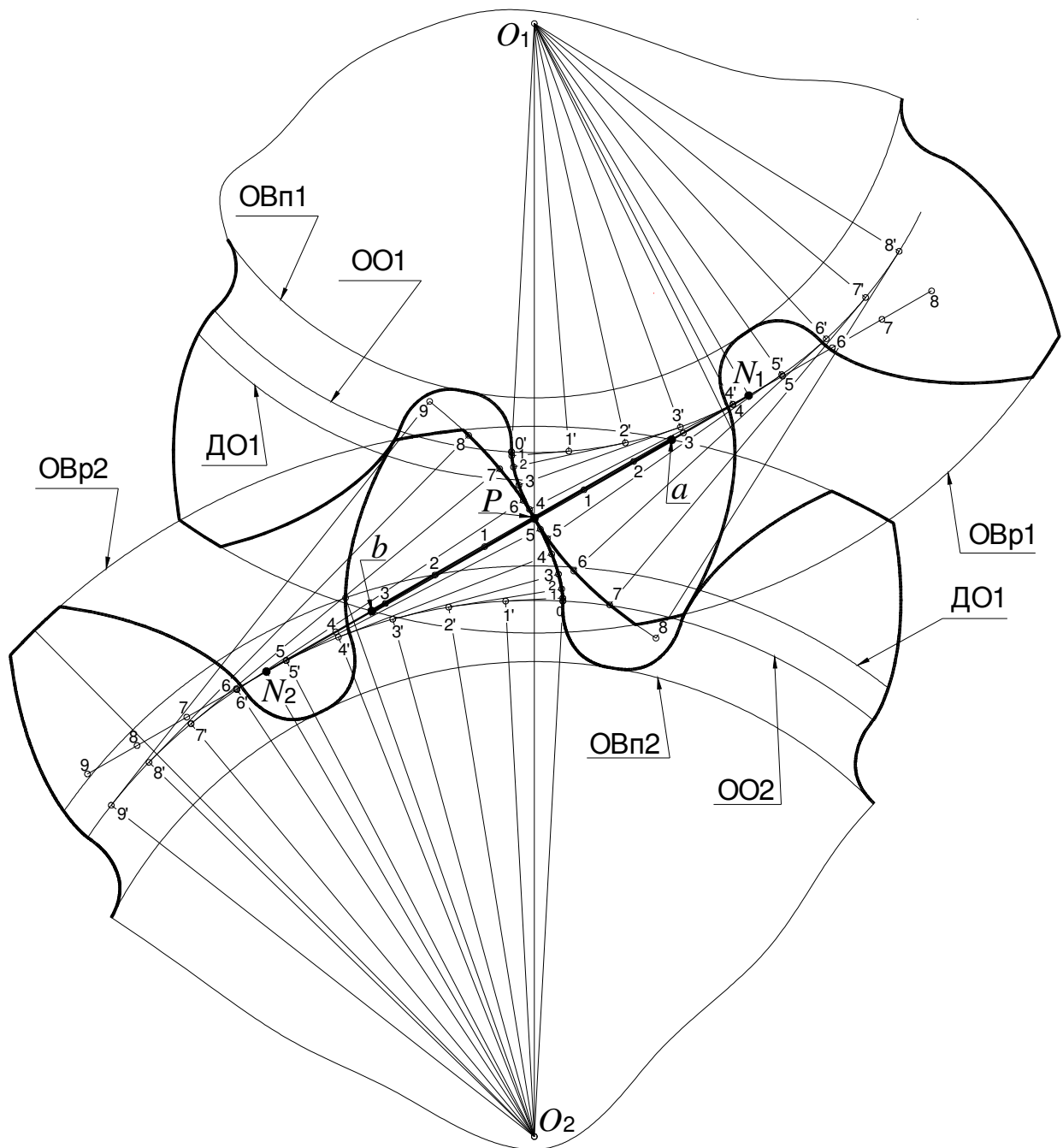


Рисунок 19 - Общий вид картины эвольвентного зацепления

расстояние a_w и др. (в приложении будет приведен чертеж картины зацепления со всеми атрибутами).

После выполнения построений, приведенных на рисунке 19, необходимо определить коэффициент перекрытия по формуле (24), а по формуле (23) проверить точность величины рабочего участка линии зацепления ab , которая получена на чертеже.

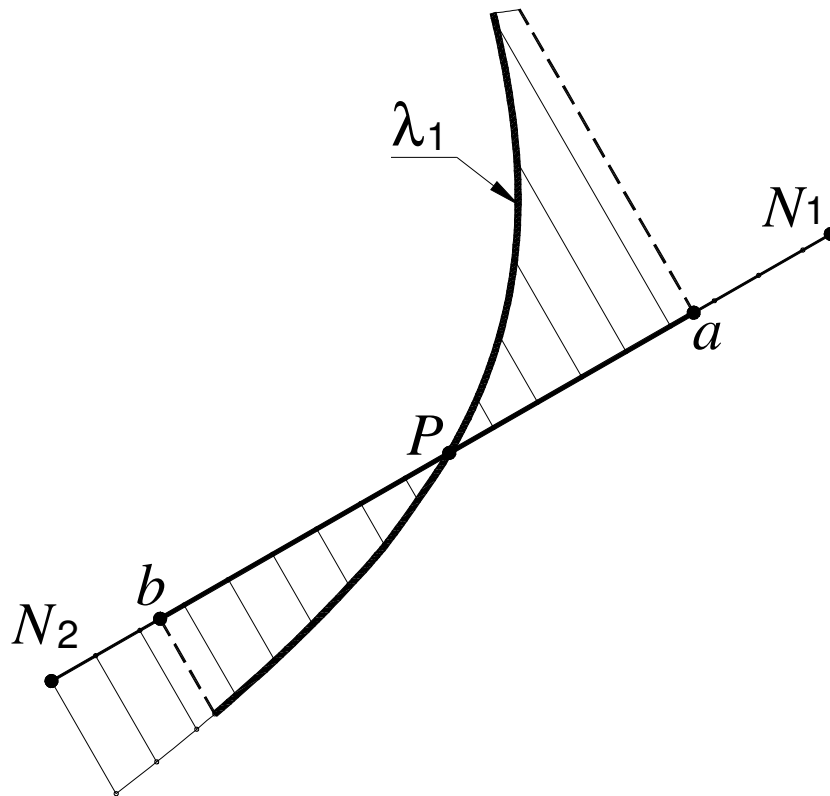


Рисунок 20 - График изменения коэффициента скольжения λ_1

По формуле (23) определить коэффициенты скольжения профилей на линии зацепления, как на оси абсцисс, построить графики коэффициентов скольжения λ_1 и λ_2 (рис.20).

Примеры проектирования беззазорного эвольвентного зацепления

Пример 1. Выполнить расчет геометрических параметров беззазорного эвольвентного зацепления по следующим данным: $z_1=14$, $z_2=29$, $m=10\text{мм}$, стандартное значение межосевого расстояния a_w . Все линейные величины в миллиметрах.

1) делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{10(14 + 29)}{2} = 215.$$

Ближайшее большее стандартное значение межосевого расстояния a_w равно 225мм.

2) угол беззазорного зацепления при $a_w = 225$ будет равен

$$\alpha_w = \arccos(\alpha_w) = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha\right) = \arccos\left(\frac{215}{225} \cdot \cos \alpha\right) = 26,1129^\circ$$

3) суммарный коэффициент смещения можно найти по формуле

$$x_\Sigma = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) \cdot z_\Sigma}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha},$$

где - $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \frac{\alpha \cdot \pi}{180} \approx 0,01490438$, $\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{\alpha_w \cdot \pi}{180}$.

При $\alpha_w = 26,1129^\circ$

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{\alpha_w \cdot \pi}{180} = \operatorname{tg}(26,113^\circ) - \frac{26,113 \cdot \pi}{180} = 0,034418,$$

$$x_\Sigma = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) \cdot z_\Sigma}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{(0,0344180 - 0,0149) \cdot 43}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ} = 1,152947658.$$

4) коэффициент воспринимаемого смещения y при $a_w = 225$ и $x_\Sigma = 1,153$ будет

$$y = (a_w - a)/m = (225 - 215)/10 = 1,0;$$

5) коэффициент уравнительного смещение Δy при $a_w = 225 \text{ мм}$

$$\Delta y = x_\Sigma - y = 1,153 - 1,0 = 0,153.$$

При распределении x_Σ необходимо иметь в виду, чтобы $x_1 \geq x_{\min} = 0,176$. Для оптимального распределения x_Σ целесообразно воспользоваться блокировочным контуром (рис. 21).

На рисунке в системе координат $x_2 = x_2(x_1)$ показаны кривые:

- 1) σ – равнопрочность зубьев колес (из одного материала);
- 2) $\lambda_1 = \lambda_2$ – равенство коэффициентов скольжения на ножках зубьев;
- 3) x_1 и x_2 – границы подрезания зубьев колес 1 и 2;
- 4) $s_{a1} = 0,4 \cdot m$, $s_{a1} = 0,25m$, $s_{a2} = 0,4 \cdot m$ – границы минимально допустимых значений толщин зубьев по окружностям вершин (для закаленных зубьев $s_{ai} \geq 0,4 \cdot m$)
- 5) $\varepsilon = 1,2$ – граница минимально допустимого значения коэффициента перекрытия.

На рисунке 21 проведена пунктирная линия $x_{\Sigma} = 1,153$. Эта линия пересекает линию $\varepsilon = 1,2$ в точке k . Можно выбрать любое сочетание значений x_1 и x_2 на линии $x_{\Sigma} = 1,153$ выше точки k .

Принимаем $x_2 = 0,60$, $x_1 = x_{\Sigma} - x_2 = 1,153 - 0,60 = 0,5529476$ (на рис. 21 точка n).

С учетом выбранных значений x_1 и x_2 определяем геометрические параметры зубчатых колес и зацепления (все линейные размеры в миллиметрах).

1) Диаметры делительных окружностей

$$d_1 = m \cdot z_1 = 10 \cdot 14 = 140; \quad d_2 = m \cdot z_2 = 10 \cdot 29 = 290; \quad (1)$$

2) Шаг зубчатого колеса

$$p = m \cdot \pi = 10 \cdot 3,1416 = 31,416. \quad (2)$$

3) Угловые шаги зубчатых колес

$$\varphi_{p1} = 360^\circ / z_1 = 360^\circ / 14 = 25,714^\circ;$$

$$\varphi_{p2} = 360^\circ / z_2 = 360^\circ / 29 = 13,448^\circ \quad (3)$$

4) Диаметры основных окружностей

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 140 \cdot \cos 20^\circ = 131,557;$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 290 \cdot \cos 20^\circ = 272,51086 \quad (4)$$

5) Толщины зубьев колес по делительным окружностям

$$s_1 = 0,5 \cdot m\pi + 2mx_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha =$$

$$= 0,5 \cdot 10 \cdot 3,1416 + 2 \cdot 10 \cdot 0,553 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 19,73;$$

$$s_2 = 0,5 \cdot m\pi + 2mx_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha = \quad (5)$$

$$= 0,5 \cdot 10 \cdot 3,1416 + 2 \cdot 10 \cdot 0,6 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 20,08$$

6) Ширины впадин колес по делительным окружностям

$$e_1 = p - s_1 = 31,416 - 19,73 = 11,686;$$

$$e_2 = p - s_2 = 31,416 - 20,08 = 11,336; \quad (6)$$

7) Диаметры начальных окружностей

$$d_{w1} = d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 140 \cdot \frac{\cos 20}{\cos 26,113} = 146,512;$$

$$d_{w2} = d_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 290 \cdot \frac{\cos 20}{\cos 26,113} = 303,49$$

(7)

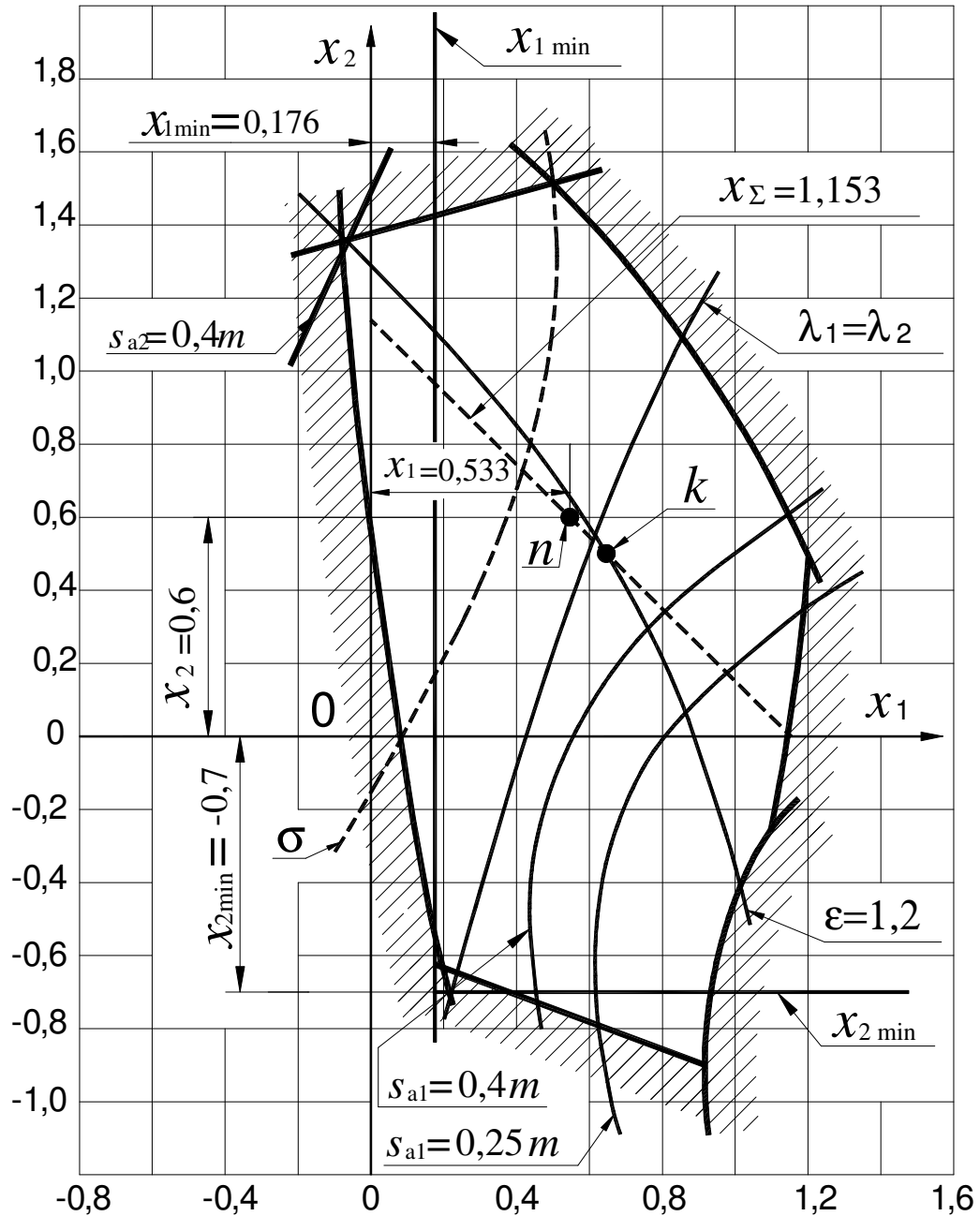


Рисунок 21 - Блокировочный контур для пары колес с $z_1=14$ и $z_2=29$

8) Высоты головок зубьев

$$h_{a1} = m(h_a^* + x_1 - \Delta y) = 10 \cdot (1,0 + 0,553 - 0,153) = 14; \quad (8)$$

$$h_{a2} = m(h_a^* + x_2 - \Delta y) = 10 \cdot (1,0 + 0,6 - 0,153) = 14,47$$

9) Высоты ножек зубьев

$$h_{f1} = m \cdot (h_a^* + c^* - x_1) = 10 \cdot (1,0 + 0,25 - 0,553) = 6,97; \quad (9)$$

$$h_{f2} = m \cdot (h_a^* + c^* - x_2) = 10 \cdot (1,0 + 0,25 - 0,6) = 6,5$$

10) Высота зуба

$$h = m \cdot (2h_a^* + c^* - \Delta y) = 10 \cdot (2 \cdot 1,0 + 0,25 - 0,153) = 20,97 \quad (10)$$

11) Диаметры окружностей вершин

$$d_{a1} = m \cdot (z_1 + 2h_a^* + 2x_1 - 2\Delta y) =$$

$$= 10 \cdot (14 + 2 \cdot 1,0 + 2 \cdot 0,553 - 2 \cdot 0,153) = 168; \quad (11)$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2h_a^* + 2x_2 - 2\Delta y) =$$

$$= 10 \cdot (29 + 2 \cdot 1,0 + 2 \cdot 0,6 - 2 \cdot 0,153) = 319$$

12) Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = m \cdot (z_1 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_1) =$$

$$= 10 \cdot (14 - 2 \cdot 1,0 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,553) = 126; \quad (12)$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_2) =$$

$$= 10 \cdot (29 - 2 \cdot 1,0 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,6) = 277$$

13) Длина рабочего участка линии зацепления

$$ab = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - \operatorname{tg} \alpha_w \cdot (r_{b1} + r_{b2}) =$$

$$= \sqrt{84^2 - 65,78^2} + \sqrt{159,5^2 - 136,255^2} -$$

$$- \operatorname{tg} \alpha_w (65,78 - 136,255) = 36,123 \quad (13)$$

14) Коэффициент перекрытия

$$\varepsilon = ab / p_b = 36,123 / 29,52 = 1,22 \quad (14)$$

$\varepsilon > 1,2$, что допустимо.

15) Толщины зубьев по окружностям вершин

$$s_{ai} = d_{ai} \left(s_i / d_i + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{ai} \right), \quad (15)$$

где:

$\alpha_{ai} = \arccos(r_{bi} / r_{ai})$ - профильный угол эвольвенты по окружности вершин;

$$\alpha_{a1} = \arccos(r_{b1} / r_{a1}) = \arccos(65.78/84) = 38,455^\circ;$$

$$\alpha_{a2} = \arccos(r_{b2} / r_{a2}) = \arccos(136,255/159,5) = 31,32^\circ$$

$$\text{inv } \alpha_{a1} = \text{tg } \alpha_{a1} - \frac{\alpha_{a1} \cdot \pi}{180} = \text{tg } 38,455 - \frac{38,455 \cdot \pi}{180} = 0,122988;$$

$$\text{inv } \alpha_{a2} = \text{tg } \alpha_{a2} - \frac{\alpha_{a2} \cdot \pi}{180} = \text{tg } 31,32 - \frac{31,32 \cdot \pi}{180} = 0,06185;$$

$$\begin{aligned} s_{a1} &= d_{a1} (s_1 / d_1 + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{a1}) = \\ &= 168 \cdot (19,73/140 + 0,0149 - 0,122988) = 5,5; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} s_{a2} &= d_{a2} (s_2 / d_2 + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{a2}) = \\ &= 319 \cdot (20,08/290 + 0,0149 - 0,06185) = 7,1 \end{aligned}$$

Толщины зубьев по окружностям вершин больше $0,4 \cdot m$, что вполне приемлемо.

Пример 2. Выполнить расчет геометрических параметров беззазорного эвольвентного зацепления по следующим данным: $z_1=10$, $z_2=15$, $m=10\text{мм}$. Назначить минимально необходимые смещения из условия отсутствия подреза, т.е. $x=x_{min}$. Колеса будут изготовлены стандартным инструментом реечного типа с параметрами: $\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1,0$; $c^* = 0,25$. Все линейные величины в миллиметрах.

1) Диаметр делительной окружности

$$d_1 = mz_1 = 10 \cdot 10 = 100; \quad d_2 = mz_2 = 10 \cdot 15 = 150; \quad (1)$$

2) шаг зубчатого колеса

$$p = m \cdot \pi = 10 \cdot 3,14159 = 31,4159 \quad (2)$$

3) угловой шаг зубчатого колеса

$$\varphi_{p1} = 360^\circ / z_1 = 360^\circ / 10 = 36^\circ; \quad \varphi_{p2} = 360^\circ / z_2 = 360^\circ / 15 = 24^\circ; \quad (3)$$

4) диаметр основной окружности

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 100 \cdot \cos 20^\circ = 93,969;$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 150 \cdot \cos 20^\circ = 140,954;$$
(4)

5) коэффициент минимально необходимого смещения из условия отсутствия подреза

$$x_{1min} = (17 - z_1)/17 = (17 - 10)/17 = 0,4118;$$

$$x_{2min} = (17 - z_2)/17 = (17 - 15)/17 = 0,1176;$$
(5)

6) толщина зуба по делительной окружности

$$s_1 = 0,5p + 2mx_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,5 \cdot 31,416 + 2 \cdot 10 \cdot 0,4118 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 18,705;$$

$$s_2 = 0,5p + 2mx_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,5 \cdot 31,416 + 2 \cdot 10 \cdot 0,1176 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 16,564;$$
(6)

7) ширина впадины колеса по делительной окружности

$$e_1 = p - s_1 = 31,4159 - 18,7054 = 12,7105;$$

$$e_2 = p - s_2 = 31,4159 - 16,5644 = 14,8515;$$
(7)

8) суммарный коэффициент смещения

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0,4118 + 0,1176 = 0,5294$$
(8)

9) суммарное число зубьев

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 10 + 15 = 25;$$
(9)

10) инволюта угла безазорного зацепления

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + 2 \frac{x_\Sigma}{z_\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,0149 + 2 \frac{0,5294}{25} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 0,0303,$$
(10)

где - $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha \cdot \frac{\pi}{180} \approx 0,0149$ ($\alpha = 20^\circ$).

11) Угол безазорного зацепления α_w определяется по значению $\operatorname{inv} \alpha_w$. Для этого воспользуемся формулой

$$\alpha_w = 76,8 \cdot (\operatorname{inv} \alpha_w)^{0,32} = 25,0903^\circ$$
(11)

12) делительное межосевое расстояние

$$a = 0,5mz_\Sigma = 0,5 \cdot 10 \cdot 25 = 125;$$
(12)

13) межосевое расстояние безазорного зацепления

$$a_w = a \cdot (\cos \alpha / \cos \alpha_w) = 125 \cdot (\cos 20^\circ / \cos 25,0903^\circ) = 129,7;$$
(13)

14) диаметр начальной окружности

$$d_{w1} = d_1 (\cos \alpha / \cos \alpha_w) = 100 \cdot (\cos 20^\circ / \cos 25,0903^\circ) = 103,76;$$

$$d_{w2} = d_2 (\cos \alpha / \cos \alpha_w) = 150 \cdot (\cos 20^\circ / \cos 25,0903^\circ) = 155,64; \quad (14)$$

15) коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = (a_w - a) / m = (129,7 - 125) / 10 = 0,47 \quad (15)$$

16) коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = x_\Sigma - y = 0,5294 - 0,47 = 0,0594; \quad (16)$$

17) высота головки зуба

$$h_{a1} = h_a^* m + mx_1 - m\Delta y = 1,0 \cdot 10 + 10 \cdot 0,4118 - 10 \cdot 0,0594 = 13,524; \quad (17)$$

$$h_{a2} = h_a^* m + mx_2 - m\Delta y = 1,0 \cdot 10 + 10 \cdot 0,1176 - 10 \cdot 0,0594 = 10,582;$$

18) высота ножки зуба

$$h_{f1} = m \cdot (h_a^* + c^*) - mx_1 = 10 \cdot (1,0 + 0,25) - 10 \cdot 0,4118 = 8,382;$$

$$h_{f2} = m \cdot (h_a^* + c^*) - mx_2 = 10 \cdot (1,0 + 0,25) - 10 \cdot 0,1176 = 11,324; \quad (18)$$

19) высота зуба

$$h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y) = 10 \cdot (2 \cdot 1,0 + 0,25 - 0,0594) = 21,906; \quad (19)$$

20) диаметр окружности вершин

$$d_{a1} = m \cdot (z_1 + 2h_a^* + 2x_1 - 2\Delta y) =$$

$$= 10 \cdot (10 + 2 \cdot 1,0 + 2 \cdot 0,4118 - 2 \cdot 0,0594) = 127,0472;$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2h_a^* + 2x_2 - 2\Delta y) =$$

$$= 10 \cdot (15 + 2 \cdot 1,0 + 2 \cdot 0,1176 - 2 \cdot 0,0594) = 171,1648; \quad (20)$$

21) диаметр окружности вершин

$$d_{f1} = m \cdot (z_1 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_1) =$$

$$= 10 \cdot (10 - 2 \cdot 1,0 - 0,5 + 2 \cdot 0,4118) = 83,2352;$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_2) =$$

$$= 10 \cdot (15 - 2 \cdot 1,0 - 0,5 + 2 \cdot 0,1176) = 127,353; \quad (21)$$

22) длина рабочего участка линии зацепления

$$\begin{aligned}
 ab &= \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - \operatorname{tg} \alpha_w \cdot (r_{b1} + r_{b2}) = \\
 &= \sqrt{63,5236^2 - 46,9846^2} + \sqrt{85,5824^2 - 70,4769^2} - \\
 &\quad - \operatorname{tg} 25,0903^\circ \cdot (46,9846 + 70,4765) = 36,305;
 \end{aligned}
 \tag{22}$$

23) коэффициент перекрытия

$$\varepsilon = ab / p = 36,305 / 31,4159 = 1,155.
 \tag{23}$$

Рекомендуемое минимальное значение коэффициента перекрытия равно $\varepsilon=1,2$, т.е. полученное значение $\varepsilon=1,155$ несколько ниже допустимого.

Кроме перечисленных выше параметров, которые необходимо выполнять, выполняем расчет ряда дополнительных параметров.

24) Угловая толщина зуба по делительной окружности

$$\begin{aligned}
 \varphi_{S1} &= \frac{S_1}{r_1} \cdot \frac{180}{\pi} = \frac{18,705}{50} \cdot \frac{180}{\pi} = 21,435^\circ; \\
 \varphi_{S2} &= \frac{S_2}{r_2} \cdot \frac{180}{\pi} = \frac{16,564}{75} \cdot \frac{180}{\pi} = 12,654^\circ;
 \end{aligned}
 \tag{24}$$

25) угловая координата начальной точки эвольвенты (рис. 6)

$$\varphi_w = \alpha_w + \theta_w = (\operatorname{tg} \alpha_w) \frac{180}{\pi} = (\operatorname{tg} 25,09^\circ) \frac{180}{\pi} = 26,8275^\circ;
 \tag{25}$$

26) толщина зуба колеса 1 по окружности вершин

$$\begin{aligned}
 s_{a1} &= d_{a1} \cdot \left(\frac{s_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right) = \\
 &= 127,05 \cdot \left(\frac{18,71}{100} + 0,0149 - 0,1706 \right) = 3,85,
 \end{aligned}$$

где -

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{r_{b1}}{r_{a1}} = \arccos \frac{46,985}{63,524} = 42,23^\circ;$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{a1} = \operatorname{tg} \alpha_{a1} - \alpha_{a1} \frac{\pi}{180} = \operatorname{tg} 42,23 - 42,23 \frac{\pi}{180} = 0,1706;$$

27) толщина зуба колеса 2 по окружности вершин

$$s_{a2} = d_{a2} \cdot \left(\frac{s_2}{d_2} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{a2} \right) =$$

$$= 171,16 \cdot \left(\frac{6,56}{150} + 0,0149 - 0,0856 \right) = 6,8$$

где -

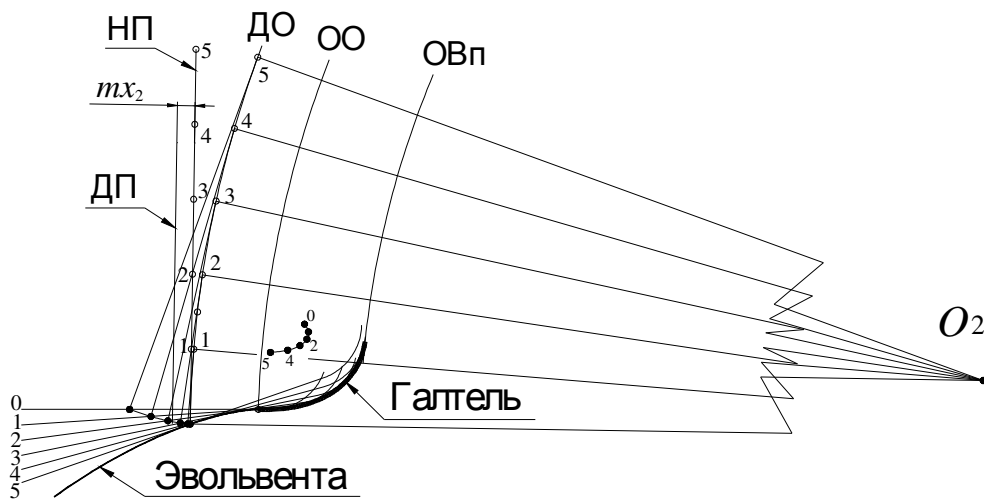
$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{r_{b1}}{r_{a1}} = \arccos \frac{70,48}{85,58} = 34,56^\circ;$$

$$\text{inv } \alpha_{a1} = \text{tg } \alpha_{a1} - \alpha_{a1} \cdot \frac{\pi}{180} = \text{tg } 34,56 - 34,56 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,0856.$$

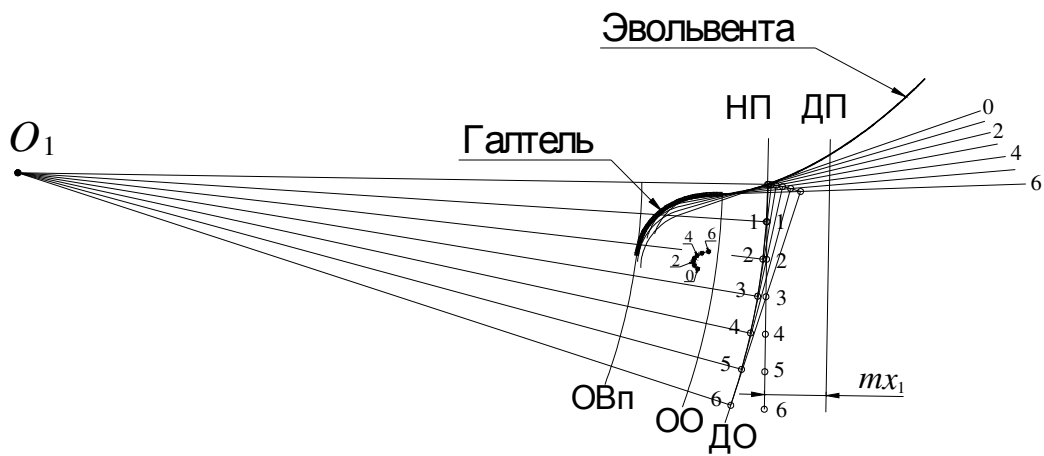
На рисунке 23 показан пример вычерчивания и оформления листа по зубчатому зацеплению, рассчитанному в примере 2. Из-за высокой насыщенности чертежа графики коэффициентов скольжения показаны отдельно. Коэффициенты скольжения рассчитаны по формулам (24).

Эвольвенты для обоих колес построены по определению эвольвенты, т. е. это след точки прямой при перекачивании ее по основной окружности. Галтели построены как огибающие ряда положений зуба рейки в ее обратном движении относительно соответствующего колеса.

Построение галтелей показано на рисунке 22.



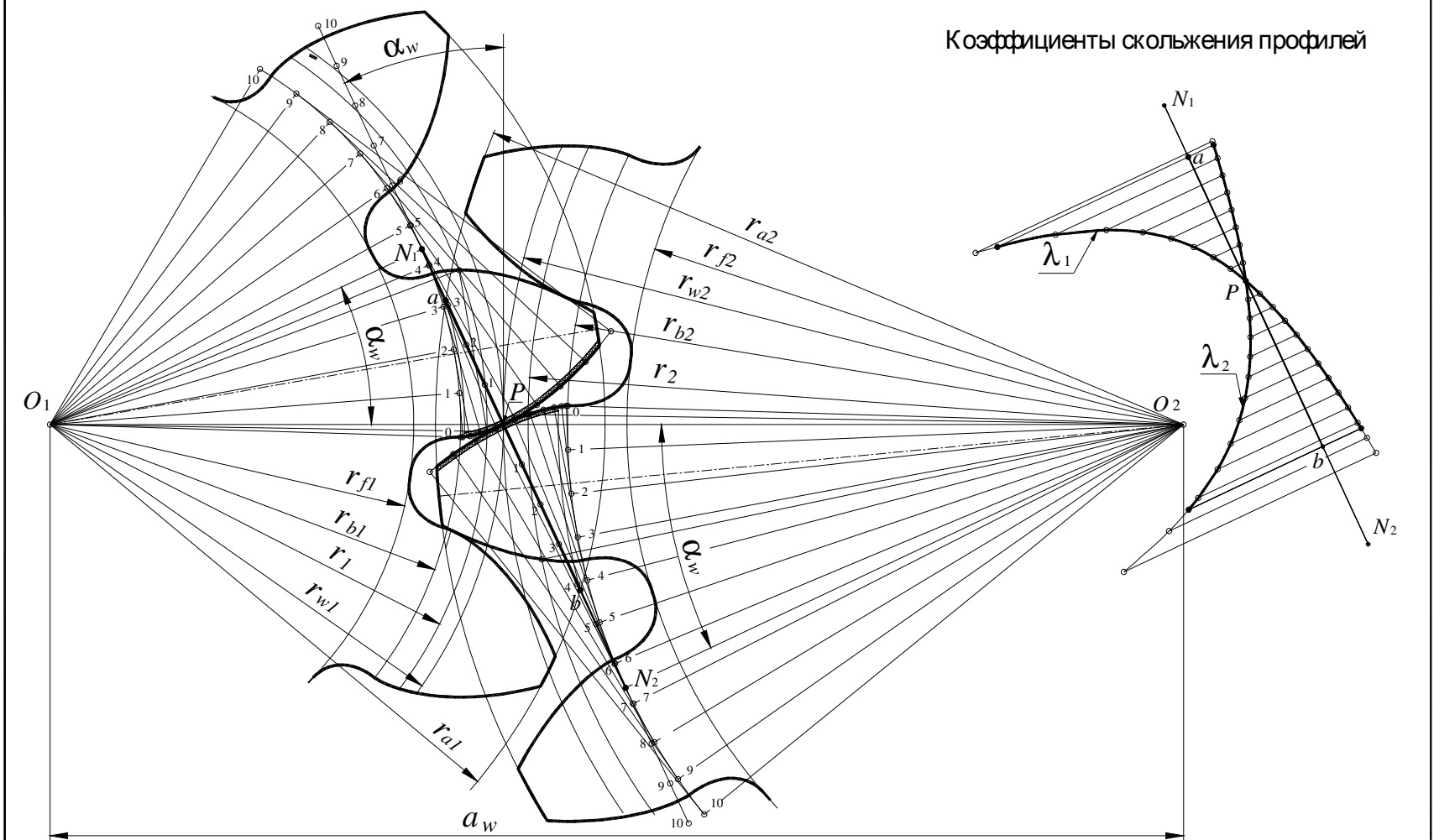
Построение галтели зуба колеса 2



Построение галтели зуба колеса 1

Рисунок 22 - Построение галтелей зубьев как огибающих ряда положений зуба инструментальной рейки

Коэффициенты скольжения профилей



z_1	z_2	m	d_1	d_2	x_1	x_2	a	a_w	ϵ
10	15	10	100	150	0.412	1.118	125	129.7	1.155

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ		Лист	4
ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА		Листов	4
КТМ. ДТМ. 31. 3-2. 004			
Исполн.	Провер.	Лист	Масштаб
Листов	Исполн. И.А.	Лист	Масштаб
Построение картины		Лист	Масштаб
зубчатого зацепления		Лист	Масштаб
ХНАДУ			

Рисунок. 23 - Пример оформления листа курсового проекта