

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ
РАЗДЕЛА КУРСОВОГО ПРОЕКТА
«ПОСТРОЕНИЕ КАРТИНЫ
ЭВОЛВЕНТНОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ
ГРАФИЧЕСКИМ И ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДАМИ»
ДЛЯ СТУДЕНТОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ

УТВЕРЖДЕНО
редакционно-издательским
советом университета,
протокол № 1 от 10.04.08 г.

Харьков НТУ «ХПИ» 2008

Теория механизмов и машин. Методические указания к выполнению раздела курсового проекта «Построение картины эвольвентного зубчатого зацепления графическим и графоаналитическим методами» для студентов машиностроительных специальностей/ Сост. А. А.Зарубина, З. С. Сафонова, С. Н. Кавецкий и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 28 с. – Рус. яз.

Составители: А. А. Зарубина
З. С. Сафонова
С. Н. Кавецкий
В. И. Сериков
Е. И. Зинченко

Рецензент В. В. Офий

Кафедра теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин

Вступление

При изучении темы курса ТММ «Зубчатые зацепления» практические навыки расчета, а также углубленное понимание особенностей эвольвентных передач обеспечивается при выполнении соответствующего раздела курсового проекта или расчетно-графического задания (в соответствии с учебными программами различных специальностей). В данных методических указаниях приведена последовательность геометрических построений для выполнения картины эвольвентного зубчатого зацепления.

1. Построение картины эвольвентного зубчатого зацепления колес z_4 и z_5 графическим методом

В курсовом проекте выполняется синтез зубчатой передачи, состоящей из колес z_4 и z_5 .

Для построения картины эвольвентного зубчатого зацепления на листе формата А1 выбираем масштаб 10:1 (8:1 или 6:1). Масштаб выбирается из соображения удобства размещения построений на всей площади листа формата А1.

Исходные данные для построения:

- межосевое расстояние a_w ;
- радиусы окружностей:
 - впадин зубьев r_{f_4}, r_{f_5} ;
 - основных r_{b_4}, r_{b_5} ;
 - делительных r_4, r_5 ;
 - начальных r_{w_4}, r_{w_5} ;
 - вершин зубьев r_{a_4}, r_{a_5} ;

– толщины зубьев S_4, S_5 ;

– шаг колес по делительной окружности $P = \pi m$, где m – модуль колес, мм.

1.1. Выбираем на листе А1 точки O_4 и O_5 – центры колес z_4 и z_5 , расстояние между точками O_4 и O_5 равно межосевому расстоянию a_w , отложенному в масштабе (рис. 1.1).

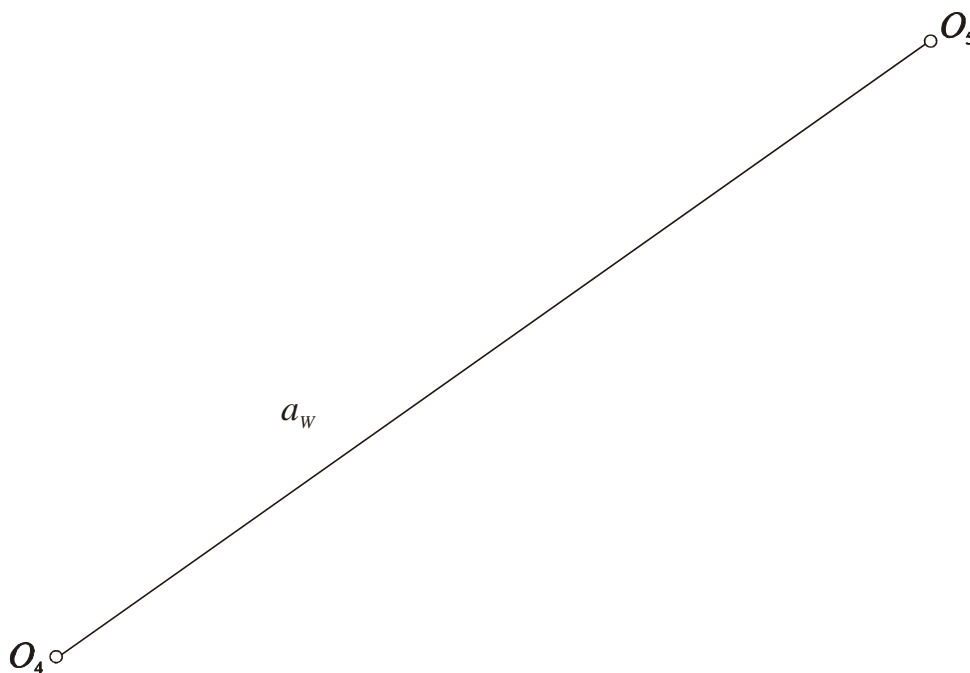


Рисунок 1.1 – Построение линии центров колес зубчатого зацепления

1.2. От точки O_4 откладываем расстояния, соответствующие радиусам $r_{f_4}, r_{b_4}, r_4, r_{w_4}$ и r_{a_4} (в масштабе, то есть увеличенные в 10, 8 или 6 раз). Через эти точки проводим дуги (в пределах листа) соответствующих окружностей (рис. 1.2).

1.3. От точки O_5 откладываем расстояния $r_{f_5}, r_{b_5}, r_5, r_{w_5}$ и r_{a_5} (в масштабе) и проводим дуги этих окружностей (в пределах листа).

1.4. Через точку P (это точка касания окружности r_{w_4} и r_{w_5} – полюс зацепления) проводим к окружностям r_{b_4} и r_{b_5} общую касательную $n-n$ (рис. 1.3) (nn – линия зацепления).

1.5. Из точек O_4 и O_5 на общую касательную $n-n$ опускаем перпендикуляры – определяем точки касания N_4 и N_5 (рис. 1.3).

Отрезок N_4N_5 – теоретическая часть линии зацепления.

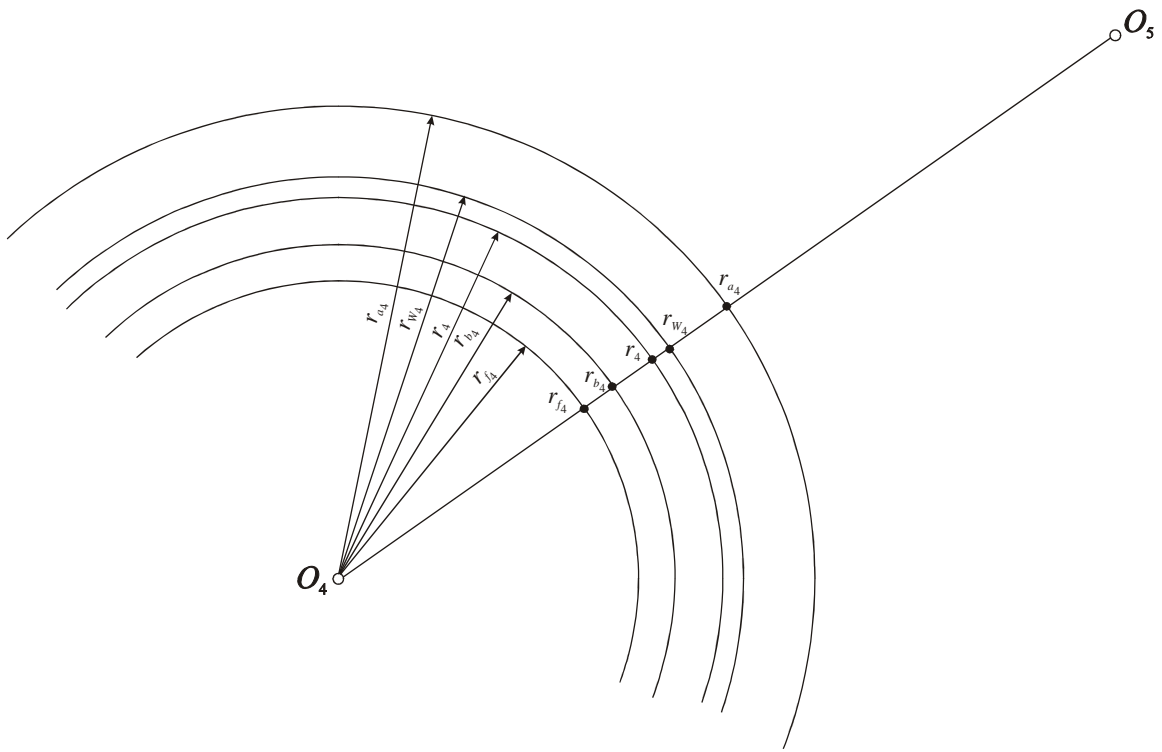


Рисунок 1.2 – Построение дуг окружности шестерни

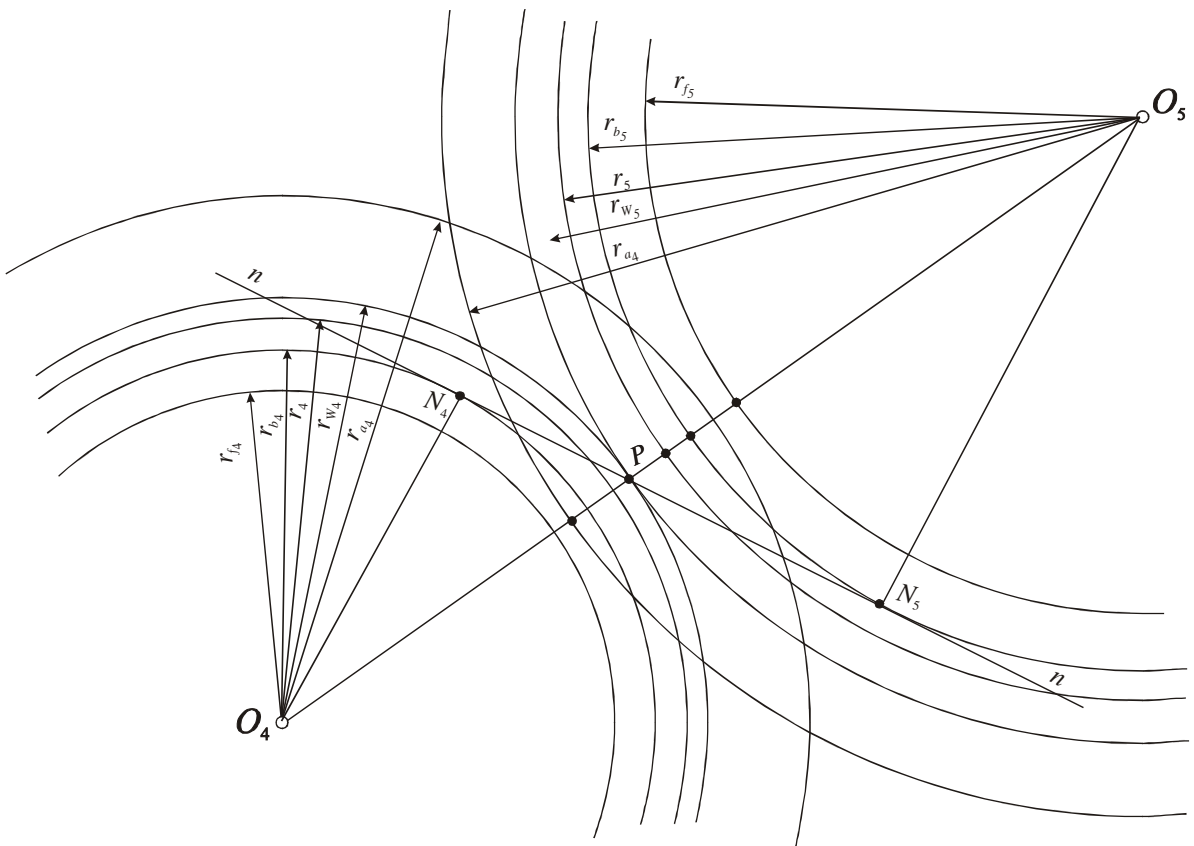


Рисунок 1.3 – Построение дуг колеса 5 и линии зацепления $n - n$

1.6. Отрезок PN_4 разделим на 4 равные части, а отрезок PN_5 – на 6 равных частей (рис. 1.4).

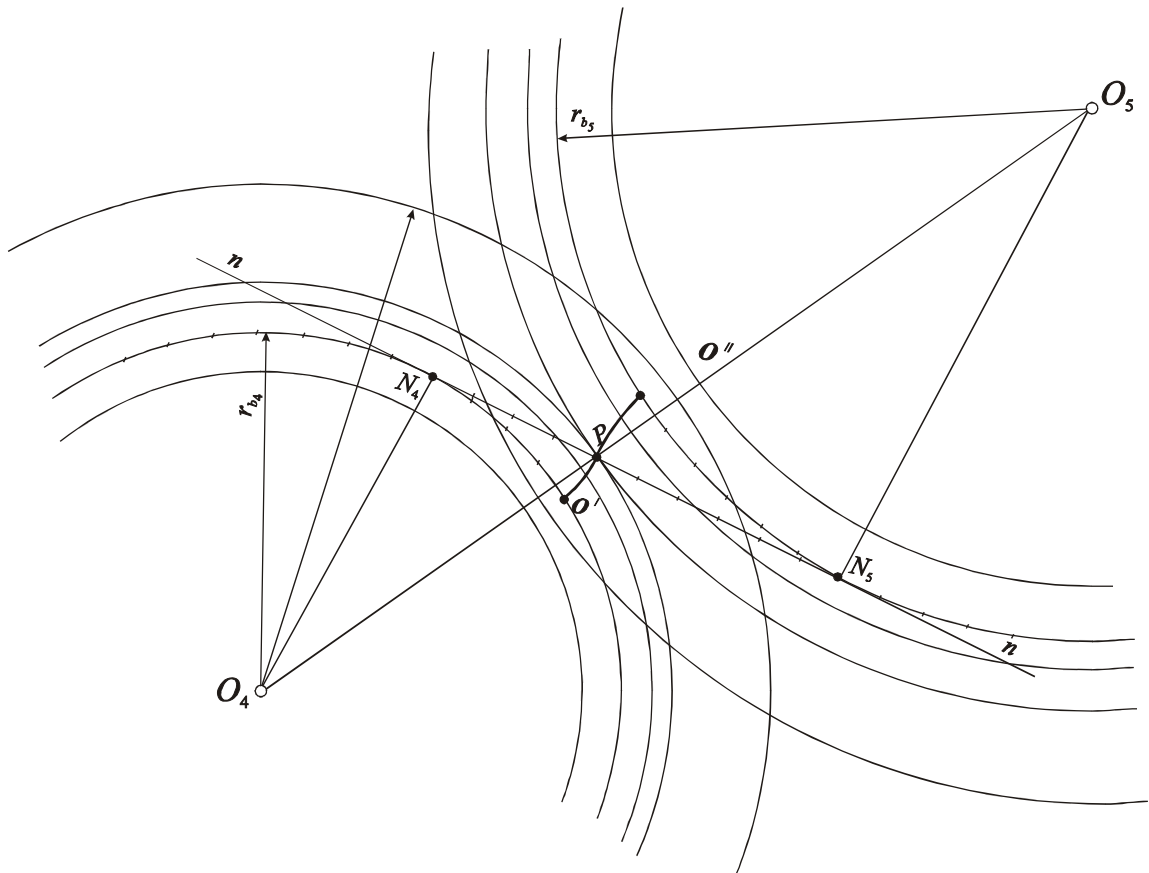


Рисунок 1.4 – Построение частей профилей зубьев $O'P$ и $O''P$

1.7. Отступив от точки N_4 один отрезок, ставим ножку циркуля в точку деления и проводим дугу $P_{O'}$ до соприкосновения этой дуги с основной окружностью r_{b4} . Аналогично, отступаем от точки N_5 один отрезок и проводим дугу $P_{O''}$ до соприкосновения с окружностью r_{b5} .

1.8. От точек O' и O'' в сторону полюса P на дугах окружностей r_{b4} и r_{b5} откладываем соответствующие отрезки ($\frac{1}{4}PN_4$ и $\frac{1}{6}PN_5$) до N_4 и N_5 и дальше за ними: на колесе $z_4 - 6 \div 8$ отрезков после точки N_4 , а на колесе $z_5 - 4 \div 6$ отрезков (рис. 1.4).

Обозначим точки на дугах (рис. 1.5) основных окружностей

$r_{b4} - 1', 2', 3', 4', \dots; r_{b5} - 1'', 2'', 3'', 4'', \dots$

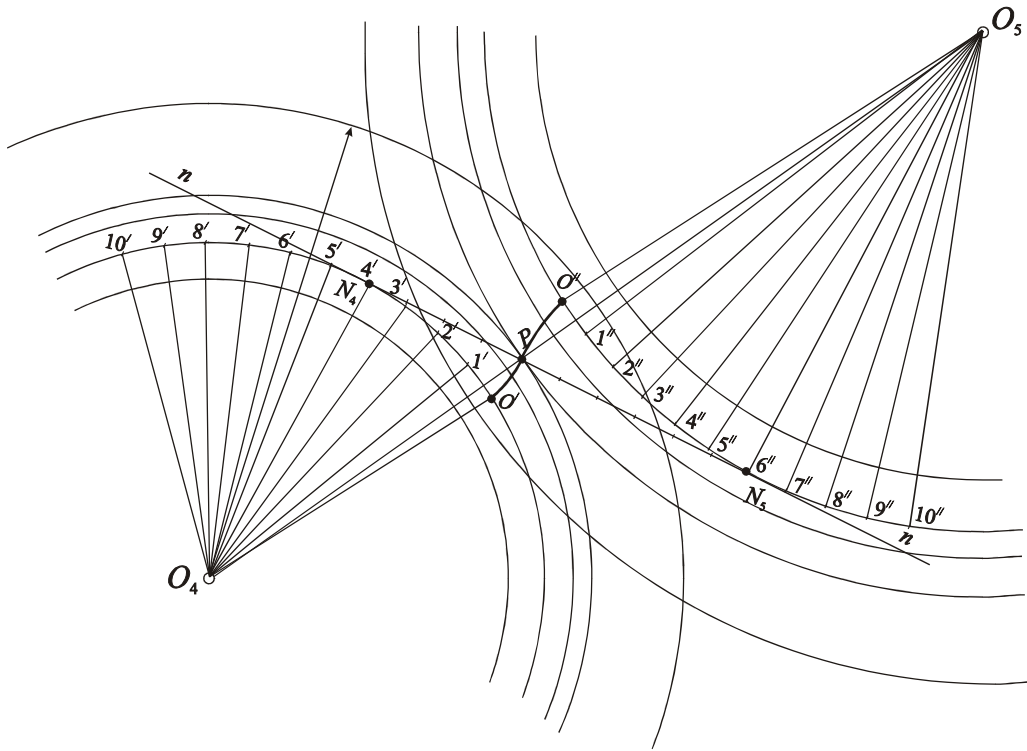


Рисунок 1.5 – Вспомогательные построения для получения эвольвентных профилей

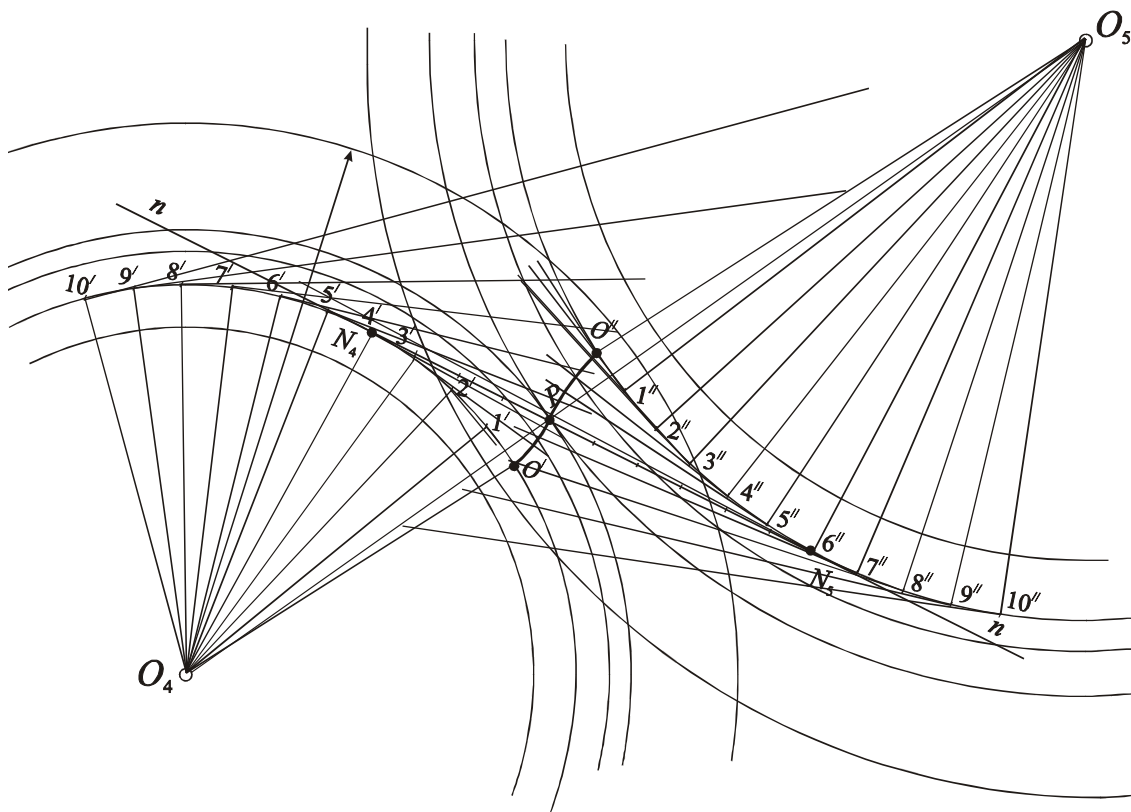


Рисунок 1.6 – Построение лучей касательных
1.9. Эти точки соединим со своими центрами O_4 и O_5 .

1.10. К полученным радиусам в точках касания ($1' \dots 10'$ и $1'' \dots 10''$) проводим лучи-перпендикуляры (это касательные к основным окружностям r_{b_4} и r_{b_5}) такой длины, чтобы луч расположился за пределами полюса зацепления точкой P (рис. 1.6).

Далее построение картины зацепления рассматриваем для шестерни z_4 . Для колеса z_5 все построения проводятся аналогично.

1.11. На лучах (рис. 1.7) за пределами точки N_4 откладываем от соответствующих точек ($5', 6', 7', 8' \dots$) количество отрезков, равное номеру луча, а именно, на луче $5'$ – 5 отрезков и делаем засечку, на луче $6'$ – 6 отрезков и т. д.

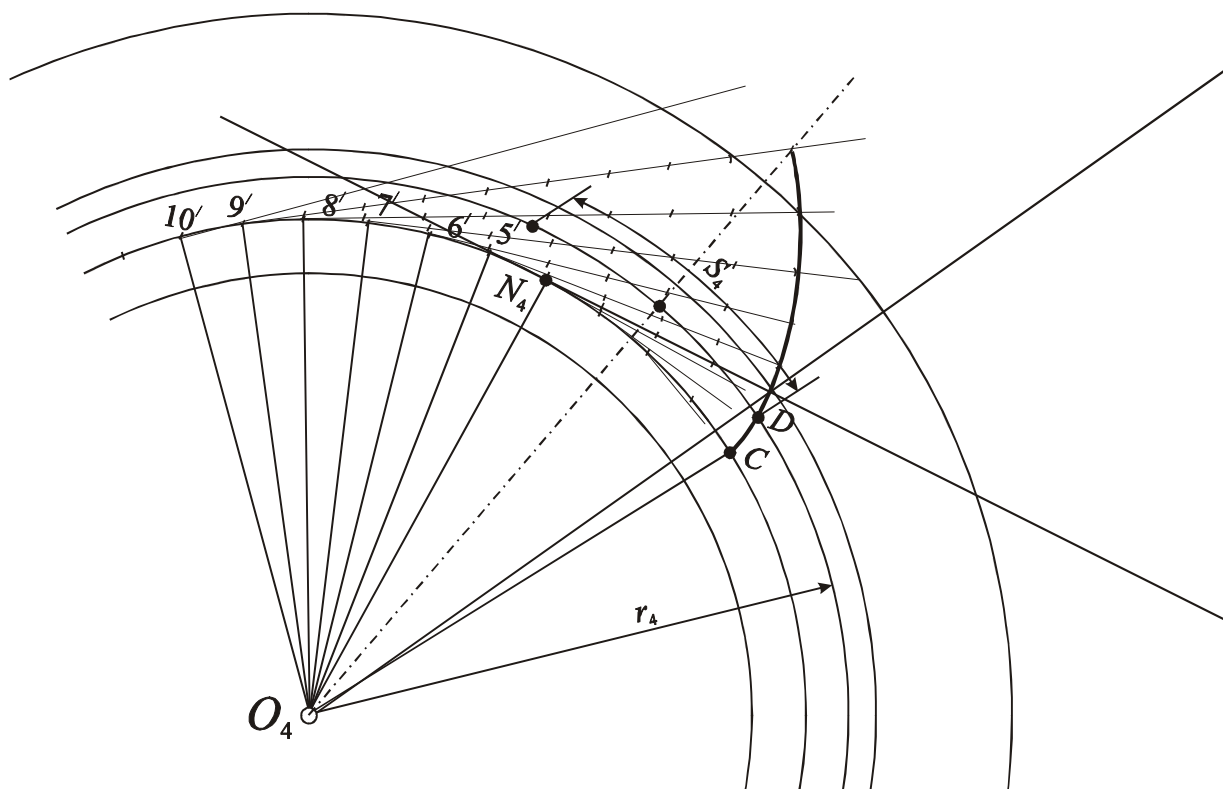


Рисунок 1.7 – Построение эвольвенты профиля зуба

1.12. Засечки соединяем плавной кривой линией и получаем эвольвенту зуба шестерни z_4 (рис. 1.8).

Эвольвента ограничена дугой окружности r_{a_4} . От точки D_4 (пересечение эвольвенты с делительной окружностью r_4) откладываем толщину зуба S_4 (по дуге окружности r_4). Через середину зуба проводим штрих-

пунктирную линию – это ось симметрии зуба.

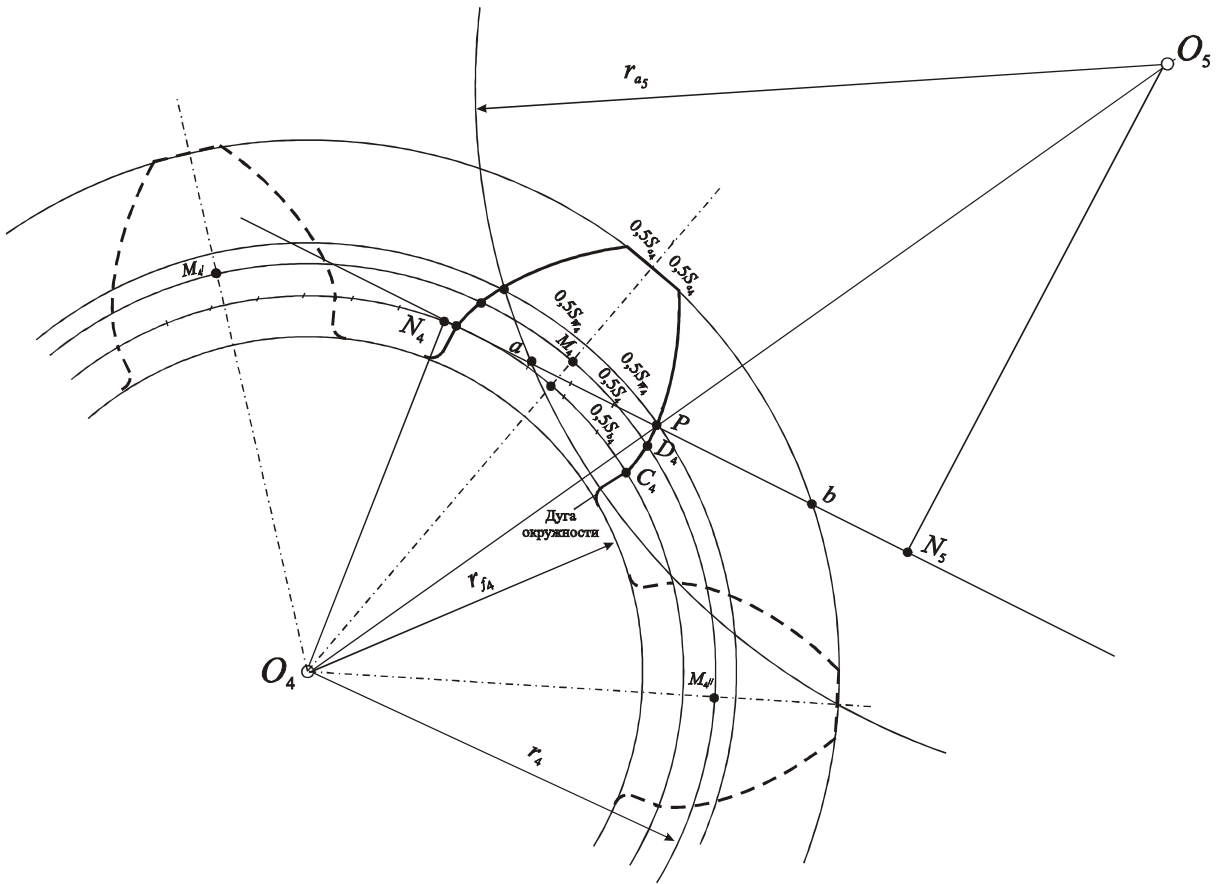


Рисунок 1.8 – Построение зубьев шестерни

1.13. Переходную кривую от точки C_4 до окружности впадин r_{f_4} построим так: на половине расстояния от точки C до r_{f_4} проводим отрезок по радиусу O_4C , а далее сопряжем этот кусочек радиуса и дугу r_{f_4} дугой окружности. Получим половину зуба шестерни z_4 . Вторую половину строим исходя из симметрии зуба: от оси симметрии по дугам окружностей откладываем соответствующие толщины зуба – $0,5S_{a_4}$, $0,5S_{w_4}$, $0,5S_4$, $0,5S_{B_4}$, а эти толщины замеряем на чертеже. Строим весь зуб. Далее от точки M_4 влево и вправо по дуге r_4 откладываем шаг $P = \pi t$ (в масштабе). Соединяя точки $M_{4'}$ и $M_{4''}$ с центром колеса O_4 , получаем оси симметрии двух соседних зубьев.

1.14. Два соседних зуба строим относительно осей симметрии $O_4M_{4'}$ и $O_4M_{4''}$, откладывая влево и вправо от осей соответствующие отрезки

$0,5S_{a_4}, 0,5S_{W_4}, 0,5S_4, 0,5S_{b_4}$.

Зубья строим, соединяя полученные точки плавными кривыми.

Для колеса z_5 все построения проводят аналогично.

1.15. Обозначим точки a и b – пересечения окружностей r_{a_4} и r_{a_5} с теоретической линией зацепления N_4N_5 . Получаем отрезок ab – активная (рабочая) часть линии зацепления.

2. Построение графика коэффициентов удельного скольжения

Так как рабочие участки профилей зубьев перекатываются друг по другу со скольжением, то на этих участках возникают силы трения и происходит процесс изнашивания. Характеристикой вредного влияния скольжения являются коэффициенты ϑ_4 и ϑ_5 удельного скольжения, которые определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} \vartheta_4 &= 1 - |i_{54}| \cdot \frac{e-x}{x}; \\ \vartheta_5 &= 1 - |i_{45}| \cdot \frac{x}{e-x}, \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

где $e = N_4N_5$ – длина теоретической линии зацепления, а

$$i_{45} = \frac{\omega_4}{\omega_5} = \frac{z_5}{z_4}; \quad (2.2)$$

$$i_{54} = \frac{\omega_5}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_5}, \quad (2.3)$$

x – расстояние от точки N_4 касания теоретической линии зацепления с основной окружностью шестерни z_4 , отсчитываемое в направлении к точке N_5 . Отрезки x те же, на которые делили PN_4 и PN_5 в п. 1.6.

Пользуясь формулами (1), составим табл. 2.1 значений коэффициентов ϑ_4 и ϑ_5 . Для этого измеряем длину e на рис.2.1, подставляем полученное значение в формулы (1), а затем подсчитываем ряд значений ϑ_4 и ϑ_5 , изменяя x в границах от 0 до e с интервалами $15 \div 30$ мм.

Необходимо знать, что в полюсе зацепления P коэффициенты ϑ_4 и ϑ_5 равны 0.

Таблица 2.1 – Значения коэффициентов ϑ_4 и ϑ_5

x	0	N_1P	e
ϑ_4	$-\infty$	0	1
ϑ_5	1	0	$-\infty$

Пользуясь данными, приведенными в табл. 2.1, строим диаграммы для значений коэффициентов ϑ_4 и ϑ_5 в прямоугольной системе координат (рис. 2.1). Через какую-либо точку линии O_4N_4 проводим ось абсцисс Ox , параллельную прямой N_4N_5 . Тогда линия ON_4 будет осью ординат. Пользуясь табл. 2.1, строим диаграммы для ϑ_4 и ϑ_5 . Масштабный коэффициент $\mu_{\vartheta_{45}} = 0,1 \frac{1}{\text{мм}}$.

Для того чтобы выделить те части диаграмм, которые дают значения ϑ_4 и ϑ_5 для фактически имеющих на зубьях рабочих участков профилей, нужно через точки a и b провести перпендикуляры к линии зацепления, которые отсекут на диаграммах интересующие нас участки (заштрихованы на рис. 2.1).

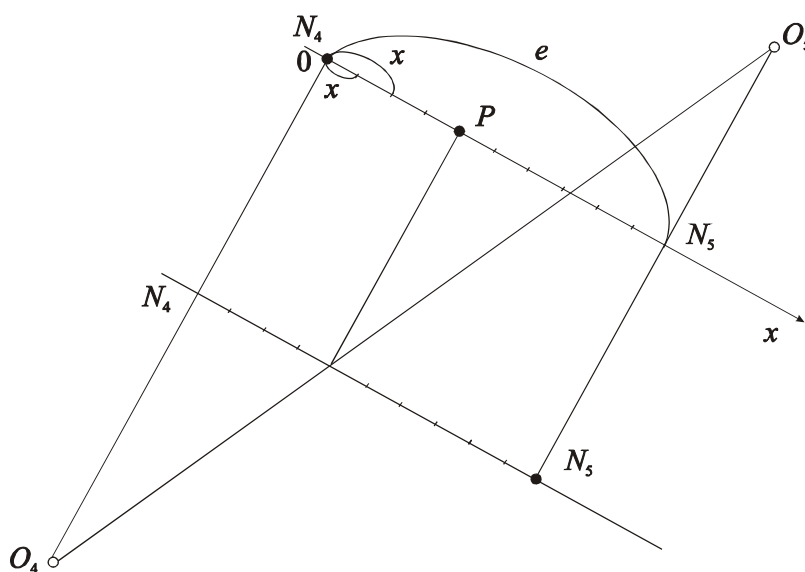


Рисунок 2.1 – К построению графиков коэффициентов удельного скольжения

Картина зубчатого зацепления и графики коэффициентов удельного скольжения в завершённом виде приведены на рис. 2.2.

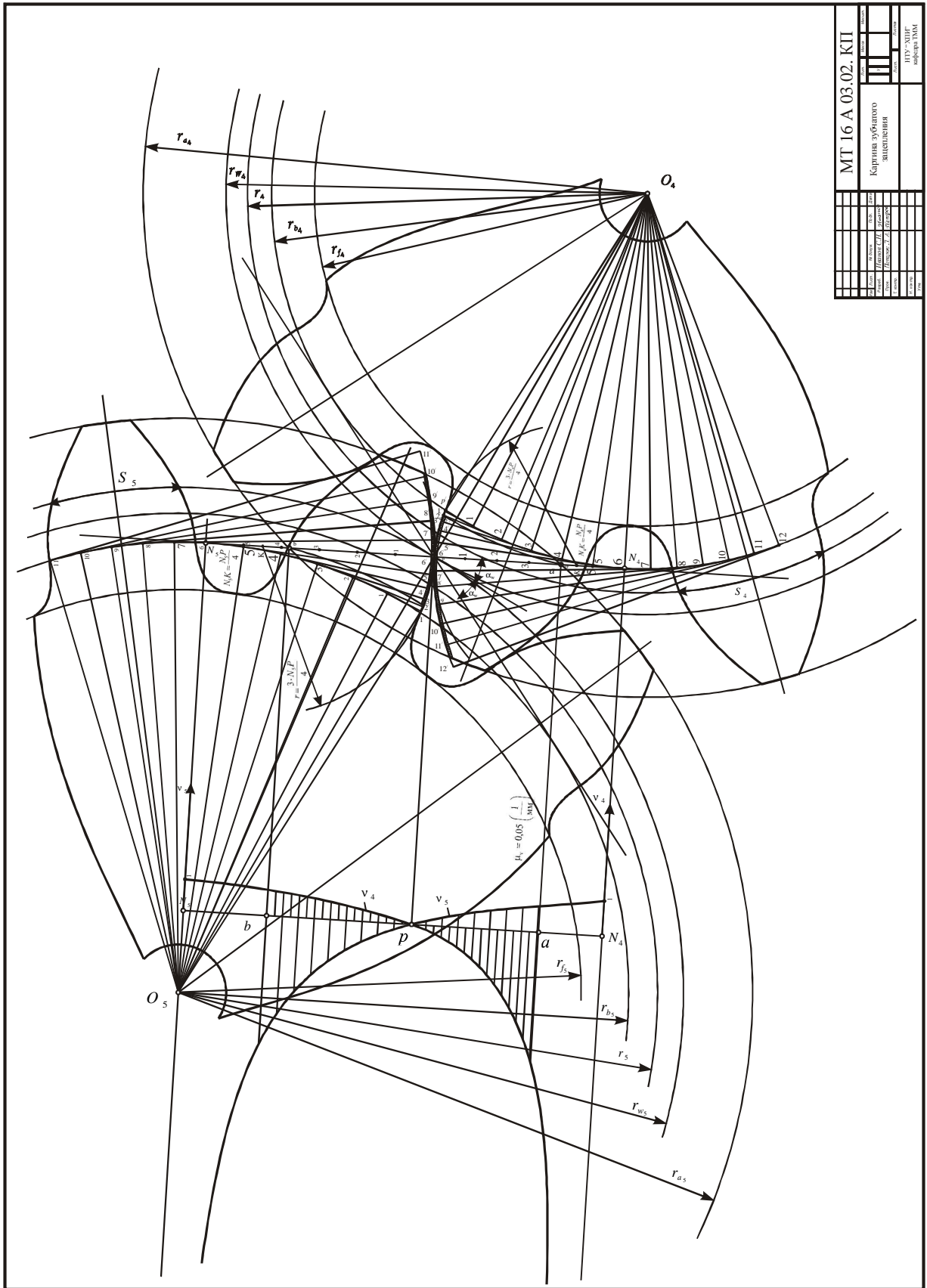


Рисунок 2.2 – Картина эвольвентного зубчатого зацепления и графики коэффициентов удельного скольжения

3. Построение профилей зубьев графоаналитическим методом.

3.1. Рассчитаем толщину зубьев шестерни 4 и колеса 5:

- по окружностям вершин

$$S_a = m \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_a} \left[\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha_0 - z(\operatorname{inv} \alpha_a - \operatorname{inv} \alpha_0) \right], \quad (3.1)$$

где x – коэффициент смещения, $\cos \alpha_a = \frac{r_b}{r_a}$; $\operatorname{inv} \alpha_0 = \operatorname{inv} 20^\circ = 0,0149$, $\operatorname{inv} \alpha_a$ – инволюта угла α_a (по таблице инволют). Сначала считаем $\cos \alpha_a$, по этому значению определяем угол α_a , по углу α_a находим значение $\operatorname{inv} \alpha_a$ (пользуемся таблицей инволют).

Определив S_a , необходимо сделать проверку на отсутствие заострения зубьев. Для этого должно выполняться условие $S_a \geq 0,2m$;

- по начальной окружности:

$$S_w = m \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_w} \left[\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha_0 - z(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha_0) \right]; \quad (3.2)$$

значения функции $\operatorname{inv} \alpha_w$ представлены в прил. А.

- по делительной окружности:

$$S = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha_0 \right); \quad (3.3)$$

- по основной окружности:

$$S_b = m \cos \alpha_0 \left(\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha_0 + z \cdot \operatorname{inv} \alpha_0 \right). \quad (3.4)$$

3.2. Для построения профиля зуба (рис. 3.1) необходимо выполнить следующее: слева от полюса зацепления P по начальной окружности (r_{w_4}) откладываем половину рассчитанной толщины зуба по начальной окружности ($\frac{S_{w_4}}{2}$) (дуга PA). Через полученную точку A и центр колеса проводим ось симметрии первого зуба. В дальнейшем откладываем влево и вправо от оси зуба половины рассчитанных толщин зубьев для соответствующих окружностей:

- для окружности вершин (r_{a_4}) толщину S_{a_4} (дуга 1–1');
- для начальной окружности (r_{w_4}) толщину S_{w_4} (дуга 2–2');
- для делительной окружности (r_4) толщину S_4 (дуга 3–3');

– для основной окружности (r_{b4}) толщину S_{b4} (дуга 4–4').

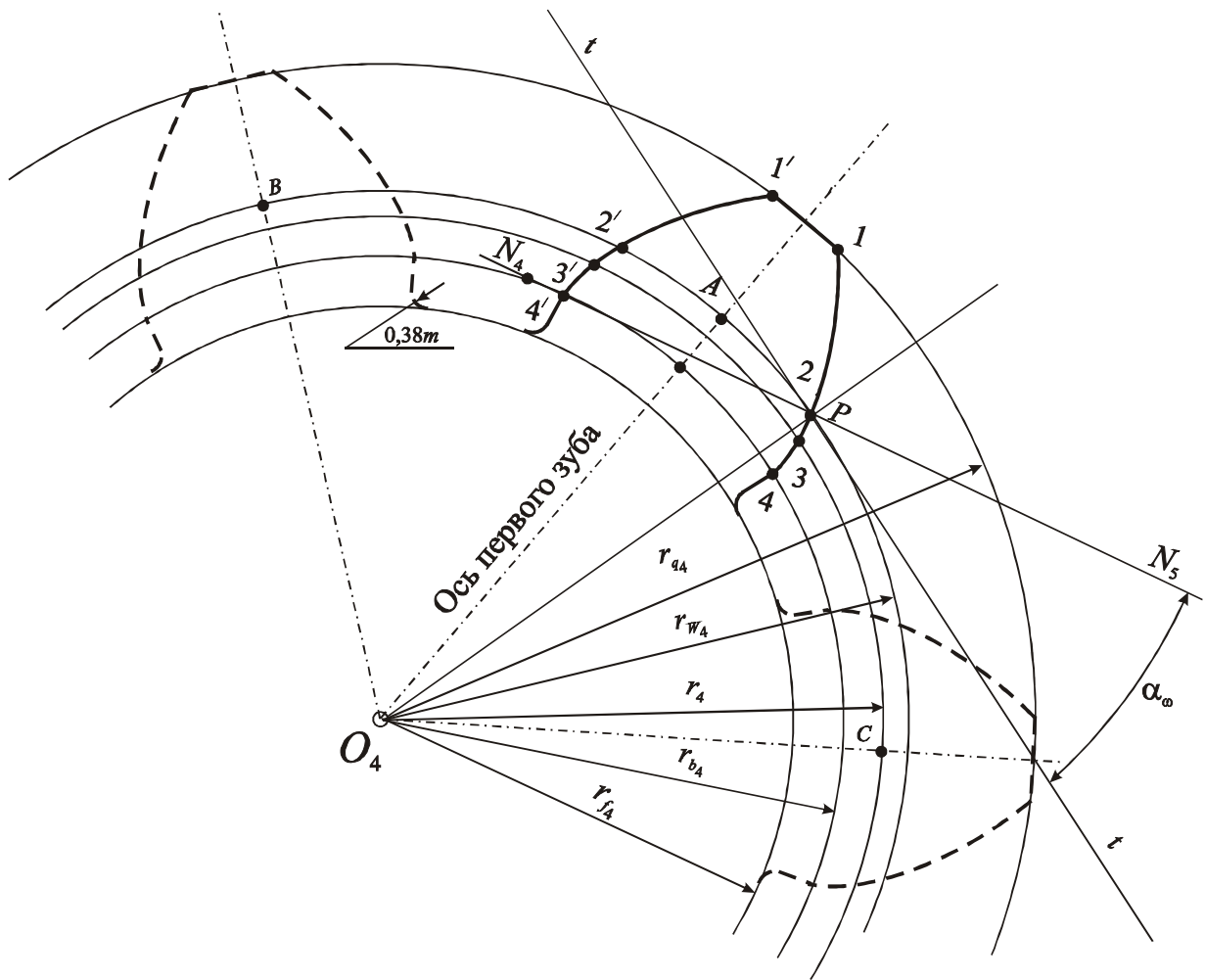


Рисунок 3.1 – Построение профилей зубьев шестерни

Для получения симметричных эвольвентных профилей зубьев точки 1–2–3–4 и 1'–2'–3'–4' соединяем лекальными кривыми. Переходную часть профилей зубьев строим приближенно. При этом если $r_f > r_b$, тогда эвольвентные профили зубьев сопрягаются с окружностью впадин дугой радиуса $0,38m$. Если $r_f < r_b$, тогда от основания эвольвенты (точек 4, 4') вниз проводим радиальные прямые, которые сопрягаются с окружностью впадин дугой радиуса $0,38m$.

Чтобы построить соседние (вправо и влево) зубья, находим положения их осей. Для этого вправо и влево от точки A откладываем шаг по начальной окружности $P_w = \pi m \cos \alpha_w$ и находим положения точек B и C , через какие пройдут оси зубьев. Дальнейшее построение выполняем с использованием толщин зубьев, как было указано выше.

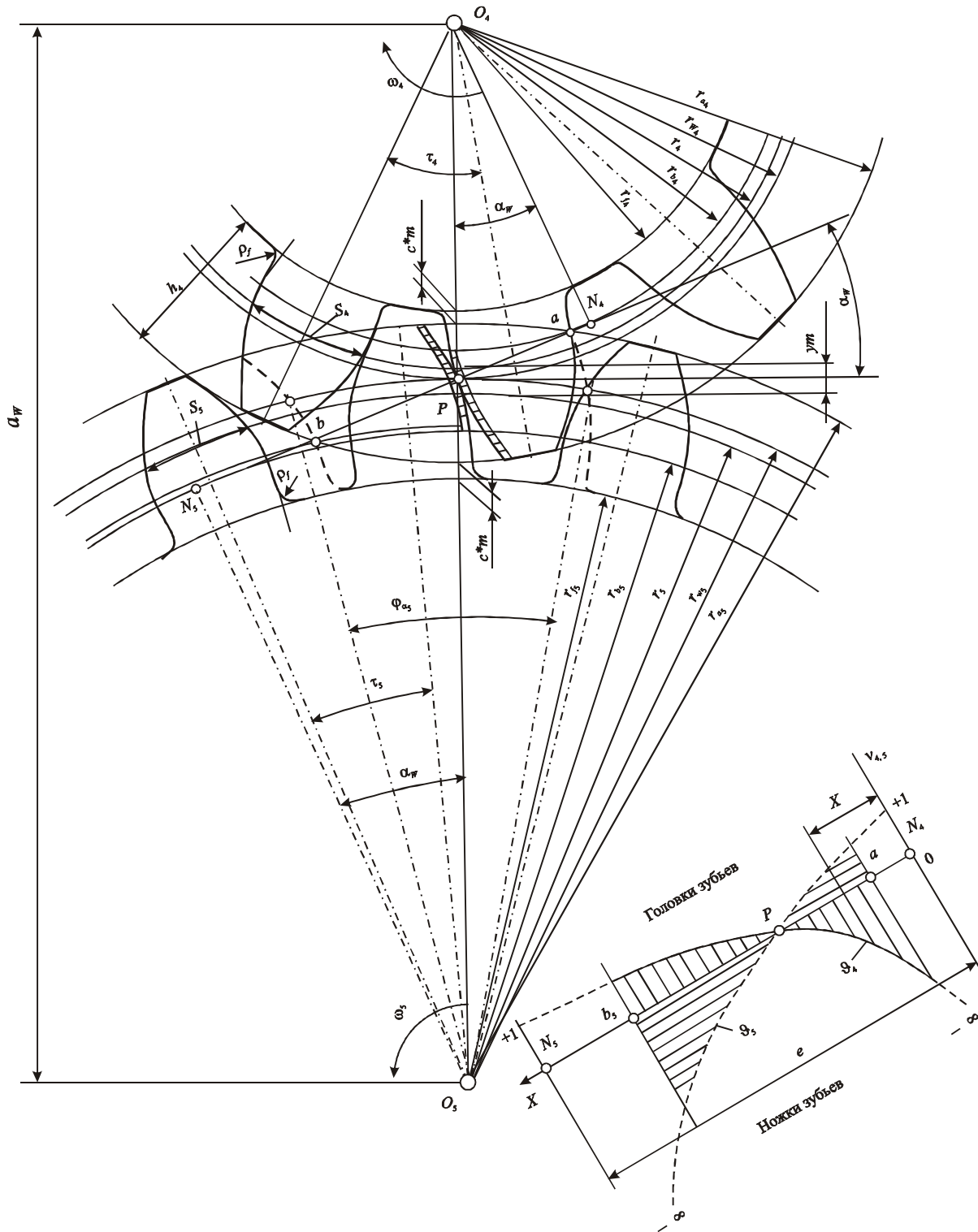


Рисунок 3.2 – Картина эвольвентного зубчатого зацепления

3.3. На зубьях, которые касаются в полюсе зацепления, отмечают активные профили (части профилей, которые соприкасаются в процессе зацепления). Нижние точки активных профилей лежат на пересечении дуг радиусов r_{O_a} и r_{O_b} с соответствующими профилями зубьев.

3.4. На схеме (см. рис. 3.2) эвольвентного зацепления обязательно указываем условные обозначения и численные значения радиусов всех окружностей, дуги которых проведены, толщины зубьев по делительной окружности, угловой шаг τ , Высоты зубьев h , межосевое расстояние a_w , величину воспринимаемого смещения um , угол зацепления α_w , радиальный зазор c^*m , положения профилей в моменты начала и конца зацепления (пунктиры), угол перекрытия φ_α .

3.5. Проверяем величину коэффициента перекрытия ε по формуле $\varepsilon^* = \frac{\varphi_\alpha}{\tau}$, где φ_α и τ – угол перекрытия и угловой шаг, взятые из схемы. Полученное ε^* не должно отличаться от рассчитанного аналитическим методом ε больше чем на 5 %.

4. Определение качественных показателей зубчатого зацепления аналитическим методом

Геометрический коэффициент удельного давления γ определяет влияние геометрических параметров зацепления на контактную прочность зубьев. Его определяют для внешнего зацепления, используя формулу

$$\gamma = \frac{m}{\rho_{np}} = m \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \rho_2} \quad (4.1)$$

где ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны сопряженных профилей в точке контакта; ρ_{np} – приведенный радиус кривизны; m – модуль зацепления.

В полюсе зацепления геометрический коэффициент удельного давления определяется согласно формуле:

$$\gamma_p = \frac{2(z_1 + z_2)}{z_1 z_2 \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w}, \quad (4.2)$$

где z_1, z_2 – количество зубьев соответствующих колес; α, α_w – угол профиля начального контура и угол зацепления;

Минимальное значение γ будет иметь при контакте профиля зубьев в середине граничного участка линии зацепления $\rho_1 = \rho_2 = \frac{N_4 N_5}{2}$.

Тогда

$$\gamma_{\min} = \frac{8}{(z_1 + z_2) \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w}. \quad (4.3)$$

Коэффициент удельного давления γ , учитывающий влияние геометрии зубьев колес (радиусов кривизны их профилей) на величину контакт-

ных напряжений. В процессе работы передачи в местах соприкосновения зубьев возникают контактные напряжения. При чрезмерном нагружении контактные напряжения могут так значительно возрасти, что вызовет выкрашивание материала на рабочей поверхности зубьев. Для уменьшения контактных напряжений можно подбирать коэффициенты смещения так, чтобы коэффициент удельного давления γ имел, возможно, наименьшее значение ($\gamma < 1$).

Коэффициент удельного скольжения ϑ , учитывающий влияние геометрических и кинематических факторов на величину проскальзывания профилей в процессе зацепления, выражается с помощью выражения (1) которое можно также переписать в виде:

$$\vartheta_1 = \left(1 + \frac{1}{i_{12}}\right) \frac{(PC)}{\rho_1}; \quad \vartheta_2 = \left(1 + \frac{1}{i_{12}}\right) \frac{(PC)}{\rho_2}, \quad (4.4)$$

где i_{12} – абсолютное значение передаточного отношения зубчатой пары колес; ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны сопряженных профилей в точке контакта первого и второго колес соответственно; PC – расстояние от полюса зацепления до точки контакта.

Чтобы избежать больших потерь на скольжение профилей и уменьшить их износ, активная линия зацепления ab должна располагаться в зоне относительно малых коэффициентов удельного скольжения.

Определим выражения для определения значений коэффициентов удельного скольжения на концах активного участка линии зацепления.

Рассмотрим $\Delta O_4 N_4 P$ (рис. 1.8) из которого определим:

$$N_4 P = \sqrt{(O_4 P)^2 - (O_4 N_4)^2} = \sqrt{r_{w_4}^2 - r_{b_4}^2}. \quad (4.5)$$

Аналогично, из $\Delta O_5 N_5 P$ найдем:

$$N_5 P = \sqrt{(O_5 P)^2 - (O_5 N_5)^2} = \sqrt{r_{w_5}^2 - r_{b_5}^2}. \quad (4.6)$$

Рассмотрим $\Delta O_4 N_4 b$ (рис. 1.8) из которого определим:

$$N_4 b = \sqrt{(O_4 b)^2 - (O_4 N_4)^2} = \sqrt{r_{a_4}^2 - r_{b_4}^2}. \quad (4.7)$$

Аналогично, из $\Delta O_5 N_5 a$ найдем:

$$N_5 a = \sqrt{(O_5 a)^2 - (O_5 N_5)^2} = \sqrt{r_{a_5}^2 - r_{b_5}^2}. \quad (4.8)$$

Длину активного участка линии зацепления определим, используя выражение (рис. 1.8):

$$ab = N_4b - (N_4N_5 - N_5a).$$

Для нахождения коэффициентов удельного скольжения на концах практического участка линии зацепления воспользуемся выражением (4.4).

Откуда:

$$\begin{cases} \vartheta_4^{\max} = \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \cdot \frac{N_4b - N_4P}{N_4b} \\ \vartheta_4^{\min} = \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \cdot \frac{N_5P - N_5a}{N_4N_5 - N_5a} \end{cases} \text{ первый профиль ;} \quad (4.9)$$

$$\begin{cases} \vartheta_5^{\max} = \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \cdot \frac{N_5a - N_5P}{N_5a} \\ \vartheta_5^{\min} = \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \cdot \frac{N_4P - N_4b}{N_4N_5 - N_4b} \end{cases} \text{ второй профиль .} \quad (4.10)$$

Для нахождения коэффициентов удельного давления на концах практического участка линии зацепления воспользуемся выражением (4.1) откуда:

$$\vartheta_4 = \frac{(N_4N_5 - N_4b) + N_4b}{(N_4N_5 - N_4b) \cdot N_4b} \cdot m = \frac{N_4N_5}{(N_4N_5 - N_4b) \cdot N_4b} \cdot m, \quad (4.11)$$

$$\vartheta_5 = \frac{(N_4N_5 - N_5a) + N_5a}{(N_4N_5 - N_5a) \cdot N_5a} \cdot m = \frac{N_4N_5}{(N_4N_5 - N_5a) \cdot N_5a} \cdot m. \quad (4.12)$$

Список литературы

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: учеб. для ВТУЗов – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Кореняко А. С. Курсовое проектирование по ТММ. – К.: Вища школа, 1970. – 330 с.
3. Зубчатые передачи: справочник/ Е. Г. Гинзбург, Н. Ф. Голованов, Н. Б. Фирун, Н. Т. Халевский; под общ. ред. Е. Г. Гинзбурга. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1980. – 416 с.
4. Таблица значений эвольвентной функции в зависимости от величины угла давления. – М.: МВТУ, 1959. – 20 с.

Приложение А

Значения эвольвентной функции в радианах в зависимости от величины угла давления в градусах и минутах

Минуты	Градусы					
	20	21	22	23	24	25
0	0,01490 4	0,01734 5	0,02005 4	0,02304 9	0,02635 0	0,02997 5
1	94 3	38 8	10 1	10 2	40 7	0,03003 9
2	98 2	43 1	14 9	15 4	46 5	10 2
3	0,01502 0	47 4	19 7	20 7	52 3	16 6
4	05 9	51 7	24 4	25 9	58 1	22 9
5	09 8	56 0	29 2	31 2	63 9	29 3
6	13 7	60 3	34 0	36 5	69 7	35 7
7	17 6	64 7	38 8	41 8	75 6	42 0
8	21 5	69 0	43 6	47 1	81 4	48 4
9	25 4	73 4	48 4	52 4	87 2	54 9
10	0,01529 3	0,01777 7	0,02053 3	0,02357 7	0,02693 1	0,03061 3
11	33 3	82 1	58 1	63 1	98 9	67 7
12	37 2	86 5	62 9	68 4	0,02704 8	74 1
13	41 1	90 8	67 8	73 8	10 7	80 6
14	45 1	95 2	72 6	79 1	16 6	87 0
15	49 0	99 6	77 5	84 5	22 5	93 5
16	53 0	0,01804 0	82 4	89 9	28 4	0,03100 0
17	57 0	08 4	87 3	95 2	34 3	06 5
18	60 9	12 9	92 1	0,02400 6	40 2	13 0
19	64 9	17 3	97 0	06 0	46 2	19 5
20	0,01568 9	0,01821 7	0,021001 9	0,02411 4	0,02752 1	0,03126 0
21	72 9	26 2	06 9	16 9	58 1	32 5
22	76 9	30 6	11 8	22 3	64 0	39 0
23	80 9	35 1	16 7	27 7	70 0	45 6
24	85 0	39 5	21 7	33 2	76 0	52 1
25	89 0	44 0	26 6	38 6	82 0	58 7
26	93 0	48 5	31 6	44 1	88 0	65 3
27	97 1	53 0	36 5	49 5	94 0	71 8
28	0,01601 1	57 5	41 5	55 0	0,02800 0	78 4
29	05 2	62 0	46 5	60 5	06 0	85 0

Продолжение прил. А

Минуты	Градусы					
	20	21	22	23	24	25
30	0,01609 2	0,02466 0	0,02151 4	0,02466 0	0,02812 1	0,03191 7
31	13 3	71 5	56 4	71 5	18 1	98 3
32	17 4	77 0	61 4	77 0	24 2	0,03204 9
33	21 5	82 5	66 5	82 5	30 2	11 6
34	25 5	88 1	71 5	88 1	36 3	18 2
35	29 6	93 6	76 5	93 6	42 4	24 9
36	33 7	99 2	81 5	99 2	48 5	31 5
37	37 9	0,02504 7	86 6	0,02504 7	54 6	38 2
38	42 0	10 3	91 6	10 3	60 7	44 9
39	46 1	15 9	96 7	15 9	66 8	51 6
40	0,01650 2	0,02521 4	0,02201 8	0,02521 4	0,02872 9	0,03258 3
41	54 4	27 0	06 8	27 0	79 1	65 1
42	58 5	32 6	11 9	32 6	85 2	71 8
43	62 7	38 2	17 0	38 2	91 4	78 5
44	66 9	43 9	22 1	43 9	97 6	85 3
45	71 0	49 5	27 2	49 5	0,02903 7	92 0
46	75 2	55 1	32 4	55 1	09 9	98 8
47	79 4	60 8	37 5	60 8	16 1	0,03305 6
48	83 6	66 4	42 6	66 4	22 3	12 4
49	87 8	72 1	47 8	72 1	28 5	19 2
50	0,01692 0	0,02577 8	0,02252 9	0,02577 8	0,02934 8	0,03326 0
51	96 2	83 4	58 1	83 4	41 0	32 8
52	0,01700 4	89 1	63 3	89 1	47 2	39 7
53	04 7	94 8	68 4	94 8	53 5	46 5
54	08 9	0,02600 5	73 6	0,02600 5	59 8	53 4
55	13 2	06 2	78 8	06 2	66 0	60 2
56	17 4	12 0	84 0	12 0	72 3	67 1
57	21 7	17 7	89 2	17 7	78 6	74 0
58	25 9	23 5	94 4	23 5	84 9	80 9
59	30 2	29 2	99 7	29 2	91 2	87 8
60	0,01734 5	0,02635 0	0,02304 9	0,02635 0	0,02997 5	0,03394 7

Продолжение прил. А

Минуты	Градусы				
	26	27	28	29	30
0	0,03394 7	0,03828 7	0,04301 7	0,04816 4	0,05375 1
1	0,03401 6	36 2	10 0	25 3	84 9
2	08 6	43 8	18 2	34 3	94 6
3	15 5	51 4	26 4	43 2	0,05404 3
4	22 5	59 0	34 7	52 2	14 0
5	29 4	66 6	43 0	61 2	23 8
6	36 4	74 2	51 3	70 2	33 6
7	43 4	81 8	59 6	79 2	43 3
8	50 4	89 4	67 9	88 3	53 1
9	57 4	97 1	76 2	97 3	62 9
10	0,03464 4	0,03904 7	0,04384 5	0,04906 4	0,05472 8
11	71 4	12 4	92 9	15 4	82 6
12	78 5	20 1	0,04401 2	24 5	92 4
13	85 5	27 8	09 6	33 6	0,05502 3
14	92 6	35 5	18 0	42 7	12 2
15	99 7	43 2	26 4	51 8	22 1
16	0,035067 0	50 9	34 8	60 9	32 0
17	13 8	58 6	43 2	70 1	41 9
18	20 9	66 4	51 6	79 2	51 8
19	28 0	74 1	60 1	88 4	61 7
20	0,03535 2	0,03981 9	0,04468 5	0,04997 6	0,05571 7
21	42 3	89 7	77 0	0,05006 8	81 7
22	49 4	97 4	85 5	16 0	91 6
23	56 6	0,04005 2	93 9	25 2	0,05601 6
24	63 7	13 1	0,04502 4	34 4	11 6
25	70 9	20 9	11 0	43 7	21 7
26	78 1	28 7	19 5	52 9	31 7
27	85 3	36 6	28 0	62 2	41 7
28	92 5	44 4	36 6	71 5	51 8
29	99 7	52 3	45 1	80 8	61 9

Продолжение прил. А

Минуты	Градусы				
	26	27	28	29	30
30	0,03606 9	0,04060 2	0,04553 7	0,05090 1	0,05672 0
31	14 2	68 0	62 3	99 4	82 1
32	21 4	75 9	70 9	0,05108 7	92 2
33	28 7	83 9	79 5	18 1	0,05702 3
34	35 9	91 8	88 1	27 4	12 4
35	43 5	99 7	96 7	36 8	22 6
36	50 5	0,04107 6	0,04605 4	46 2	32 8
37	57 8	15 6	14 0	55 6	42 9
38	65 1	23 6	22 7	65 0	53 1
39	72 4	31 6	31 3	74 4	63 3
40	0,03679 8	0,04139 5	0,04640 0	0,05183 8	0,05773 6
41	87 1	47 5	48 7	93 3	83 8
42	94 5	55 6	57 5	0,05202 7	94 0
43	0,03701 8	63 6	66 2	12 2	0,05854 3
44	09 2	71 6	74 9	21 7	14 6
45	16 6	79 7	83 7	31 2	24 9
46	24 0	87 7	92 4	40 7	35 2
47	31 4	95 8	0,04701 2	50 2	45 5
48	38 8	0,04203 9	10 0	59 7	55 8
49	46 2	12 0	18 8	69 3	66 2
50	0,03753 7	0,04220 1	0,04727 6	0,05278 8	0,05876 5
51	61 1	28 2	36 4	88 4	86 9
52	68 6	36 3	45 2	98 0	97 3
53	76 1	44 4	54 1	0,05307 6	0,05907 7
54	83 5	52 6	63 0	17 2	18 1
55	91 0	60 7	71 8	26 8	28 5
56	98 5	68 9	80 7	36 5	39 0
57	0,03806 0	77 1	89 6	46 1	49 4
58	13 6	85 3	98 5	55 8	59 9
59	21 1	93 5	0,04807 4	65 5	70 4
60	0,03828 7	0,04301 7	0,04816 4	0,05375 1	0,05980 9

Продолжение прил. А

Минуты	Градусы				
	31	32	33	34	35
0	0,05980 9	0,06636 4	0,07344 9	0,08109 7	0,08934 2
1	91 4	47 8	57 2	22 9	48 5
2	0,06001 9	59 1	69 5	36 2	62 8
3	12 4	70 5	81 8	49 4	77 1
4	23 0	81 9	94 1	62 7	91 4
5	33 5	93 4	0,07406 4	76 0	0,09005 8
6	44 1	0,06704 8	18 8	89 4	20 1
7	54 7	16 3	31 2	0,08202 7	34 5
8	65 3	27 7	43 5	16 1	48 9
9	75 9	39 2	55 9	29 4	63 3
10	0,06086 6	0,06750 7	0,07468 4	0,08242 8	0,09077 7
11	97 2	62 2	80 8	56 2	92 2
12	0,06107 9	73 8	93 2	69 7	0,09106 7
13	18 6	85 3	0,07505 7	83 1	21 1
14	29 3	96 9	18 2	96 6	35 6
15	40 0	0,06808 4	30 7	0,08310 0	50 2
16	50 7	20 0	43 2	23 5	64 7
17	61 4	31 6	55 7	37 1	79 3
18	72 1	43 2	68 3	50 6	93 8
19	82 9	54 9	80 8	64 1	0,09208 4
20	0,06193 7	0,06866 5	0,07593 4	0,08377 7	0,09223 0
21	0,06204 5	78 2	0,07606 0	91 3	37 7
22	15 3	89 9	18 6	0,08404 9	52 3
23	26 1	0,06901 6	31 2	18 5	67 0
24	36 9	13 3	43 9	32 1	81 6
25	47 8	25 0	56 5	45 7	69 3
26	58 6	36 7	69 2	59 4	0,09311 1
27	69 5	48 5	81 9	73 1	25 8
28	80 4	60 2	94 6	86 8	40 6
29	91 3	72 0	0,07707 3	0,08500 5	55 3

Продолжение прил. А

Минуты	Градусы				
	31	32	33	34	35
30	0,06302 2	0,06983 8	0,07720 0	0,08514 2	0,09370 1
31	13 1	95 6	32 8	28 0	84 9
32	24 1	0,07007 5	45 5	41 8	99 8
33	35 0	19 3	58 3	55 5	0,09414 6
34	46 0	31 2	71 1	69 3	29 5
35	57 0	43 0	83 9	83 2	44 3
36	68 0	54 9	96 8	97 0	59 2
37	79 0	66 8	0,07809 6	0,08610 8	74 2
38	90 1	78 7	22 5	24 7	89 1
39	0,06401 1	90 7	35 4	38 6	0,09504 1
40	0,06412 2	0,07102 6	0,07848 3	0,08652 5	0,09519 0
41	23 2	14 6	61 2	66 4	34 0
42	34 3	26 6	74 1	80 4	49 0
43	45 4	38 6	87 1	94 3	64 1
44	56 5	50 6	0,07900 0	0,08708 3	79 1
45	67 7	62 6	13 0	22 3	94 2
46	78 8	74 7	26 0	36 3	0,09609 3
47	90 0	86 7	39 0	50 3	24 4
48	0,06501 2	98 8	52 0	64 4	39 5
49	12 4	0,07210 9	65 1	78 4	54 6
50	0,06523 6	0,07223 0	0,07978 1	0,08792 5	0,09669 8
51	34 8	35 1	91 2	0,08806 6	85 0
52	46 0	47 3	0,08004 3	20 7	0,09700 2
53	57 3	59 4	17 4	34 8	15 4
54	68 5	71 6	30 6	49 0	30 6
55	79 8	83 8	43 7	63 1	45 9
56	91 1	96 0	56 9	77 3	61 1
57	0,06602 4	0,07308 2	70 0	91 5	76 4
58	13 7	20 4	83 2	0,08905 7	91 7
59	25 0	32 6	96 4	20 0	0,09807 1
60	0,06636 4	0,07344 9	0,08109 7	0,08934 2	0,09822 4

Минуты	Градусы				
	36	37	38	39	40
0	0,09822	0,10778	0,11806	0,12911	0,14097
1	838	795	824	930	117
2	853	811	842	949	138
3	869	828	859	968	158
4	884	844	877	987	179
5	899	861	895	0,13006	200
6	915	878	913	025	220
7	930	894	931	045	241
8	946	911	949	064	261
9	961	928	967	083	282
10	0,09977	0,10944	0,11985	0,13102	0,014303
11	992	961	0,12003	122	324
12	0,10008	978	021	141	344
13	024	995	039	160	365
14	039	0,11011	057	180	386
15	055	028	075	199	407
16	070	045	093	219	428
17	086	062	111	238	448
18	102	079	129	258	469
19	118	096	147	277	490
20	0,10113	0,11113	0,12165	0,13297	0,14511
21	149	130	184	316	532
22	165	146	202	336	553
23	181	163	220	355	574
24	196	180	238	375	595
25	212	197	257	395	616
26	228	215	275	414	638
27	244	232	293	434	659
28	260	249	312	454	680
29	276	266	330	473	701

Продолжение прил. А

Минуты	Градусы				
	36	37	38	39	40
30	0,10292	0,11283	0,12348	0,13493	0,14722
31	308	300	367	513	743
32	323	317	385	533	765
33	339	334	404	553	786
34	355	352	422	572	807
35	371	369	441	592	829
36	388	386	459	612	850
37	404	403	478	632	871
38	420	421	496	652	893
39	436	438	515	672	914
40	0,10452	0,11455	0,12534	0,13692	0,14936
41	468	473	552	712	957
42	484	490	571	732	979
43	500	507	590	752	0,15000
44	516	525	608	772	022
45	533	542	627	792	043
46	549	560	646	812	065
47	565	577	664	833	087
48	581	595	683	853	108
49	598	612	702	873	130
50	0,10614	0,11630	0,12721	0,13893	0,15152
51	630	647	740	913	173
52	647	665	759	934	195
53	663	682	778	954	217
54	679	700	797	974	239
55	696	718	815	995	261
56	712	735	834	0,14015	282
57	729	753	853	035	304
58	745	771	872	056	326
59	762	788	891	076	348
60	0,10778	0,11806	0,12911	0,14097	0,15370

СОДЕРЖАНИЕ

Вступление.....	4
1. Построение картины эвольвентного зубчатого зацепления колес z_4 и z_5 графическим методом.....	4
2. Построение графика коэффициентов удельного скольжения.....	10
3. Построение профилей зубьев графоаналитическим методом.....	13
4. Определение качественных показателей зубчатого зацепления аналитическим методом.....	17
Список литературы.....	19
Приложение А. Значения эвольвентной функции в радианах в зависимости от величины угла давления в градусах и минутах.....	20

Навчальне видання

Теорія механізмів и машин. Методичні вказівки до виконання розділу курсового проекту „Побудова картини евольвентного зубчастого зачеплення графічним та графоаналітичним методами” для студентів машинобудівельних спеціальностей

Російською мовою

Укладачі: ЗАРУБІНА Алла Олександрівна
САФОНОВА Зінаїда Семенівна
КАВЕЦЬКИЙ Сергій Миколайович
СЕРИКОВ Володимир Іванович
ЗІНЧЕНКО Олена Іванівна

Відповідальний за випуск М. А. Ткачук
Роботу рекомендував до видання В. К. Белов

В авторській редакції
Комп'ютерна верстка І. Я. Храмцова

План 2008 р., п. 131

Підп. до друку	Формат 60x84/16.	Папір друк. №2.
Друк – ризографія.	Гарнітура Times.	Ум. друк. арк. 1,0.
Обл. – вид. арк. 1,4.	Тираж 50 прим.	Зам. № Ціна договірна

Видавничий центр НТУ „ХПІ”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №116 від 10.07.2000 р.

Друкарня НТУ „ХПІ”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21