



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
УПРАВЛЕНИЕ ЦИФРОВЫХ ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Кафедра «Теоретическая и прикладная механика»

## **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ** к курсовой работе

# **«Синтез и анализ механизмов машинного агрегата»**

по дисциплине  
«Теория механизмов и машин»

Авторы  
Полушкин О.А.,  
Цандеков В.С.

Ростов-на-Дону, 2022



## Аннотация

Методические указания предназначены для студентов очной формы обучения специальности 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств».

## Авторы

д.т.н., профессор кафедры «Теоретическая и прикладная механика»

Полушкин О.А.

старший преподаватель кафедры «Теоретическая и прикладная механика»

Цандеков В.С.



## Оглавление

Введение .....	4
Исходные данные для проектирования. ....	5
1 Геометрический синтез прямозубой эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления. ....	6
1.1. Алгоритм расчета геометрии передачи. ....	6
1.2. Построение картины зацепления. ....	8
2 Геометрический синтез профиля кулачка. ....	10
2.1. Построение диаграммы перемещения толкателя в функции угла поворота кулачка. ....	10
2.2. Построение профиля кулачка. ....	11
Список использованной литературы .....	12
Приложения .....	13
Приложение 1. Титульный лист. ....	13

## ВВЕДЕНИЕ

Цель 1-го листа курсовой работы — проектирование механизмов по задаваемым параметрам (синтез механизмов).

Для передачи движения между заданными в пространстве осями служат зубчатые механизмы (зубчатые передачи). Два цилиндрических зубчатых колеса образуют простейший передаточный механизм, состоящий из двух подвижных звеньев, входящих в две вращательные пары и одну высшую кинематическую пару. Основное требование, предъявляемое к этим механизмам, обеспечение постоянства передаточного отношения между звеньями. Эвольвентный профиль зуба обеспечивает это требование.

Передаточным отношением ( $U_{12}$ ) называют отношение угловой скорости ( $\omega_1$ ) входного колеса к угловой скорости ( $\omega_2$ ) выходного колеса.

Кулачковые механизмы также относятся к механизмам с высшей кинематической парой, образованной входным звеном — кулачком и выходным звеном — толкателем. Теоретически кулачковыми механизмами можно осуществлять самые различные преобразования законов движения, задаваемых диаграммой перемещения толкателя ( $S_i$ ) в функции угла поворота кулачка ( $\varphi_i$ ). На практике обычно используют те законы движения, которые обеспечивают кинематические и динамические требования к работе кулачкового механизма. Эти законы задаются для основных фаз движения толкателя: фазы удаления толкателя, когда толкатель поднимается из крайнего нижнего в крайнее верхнее положение и которой соответствует угол поворота кулачка ( $\varphi_y$ ); фазы дальнего стояния толкателя, угол поворота кулачка ( $\varphi_o$ ), и фазы возврата толкателя, когда толкатель опускается из крайнего верхнего положения в крайнее нижнее, угол поворота ( $\varphi_e$ ). Для уменьшения износа кулачка толкатель снабжается роликом, контактирующим с кулачком.

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ.

- Лист № 1
- Числа зубьев колес  $Z1 =$  ,  $Z2 =$  .
- Коэффициенты коррекции  $X1 =$  ,  $X2 =$
- Параметры исходного контура инструментальной рейки для изготовления колёс -
  - Угол профиля  $\alpha = 20$  град.
  - Коэффициент высоты зуба  $H^*a = 1.0$
  - Коэффициент радиального зазора  $C^* = 0,25$
  - Модуль зацепления  $m$  (мм) = .
  - Угол удаления  $\varphi_u$  (град) = .
  - Угол дальнего стояния  $\varphi_d$  (град) = .
  - Угол возврата  $\varphi_v$  (град) = .
  - Ход толкателя  $h$  (мм) =

# 1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПРЯМОЗУБОЙ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ.

## 1.1. Алгоритм расчета геометрии передачи

Основные размеры двух прямозубых эвольвентных зубчатых колес внешнего зацепления.

1.1.1. Угол  $\alpha_w$  зацепления передачи «в сборе» находится с помощью зависимости

$$\text{inv}\alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2)}{Z_1 + Z_2} \text{tg}\alpha + \text{inv}\alpha$$

где  $\text{inv}$  (инволюта) – эвольвентная функция угла  $\alpha$ , имеющая вид  $\text{inv}\alpha = \text{tg}\alpha - \alpha$ ; для удобства вычислений существуют таблицы эвольвентной функции (инволют) для различных значений угла  $\alpha$ .

1.1.2. Диаметры делительных окружностей

$$d_1 = mZ_1; \quad d_2 = mZ_2.$$

1.1.3. Диаметры начальных окружностей

$$d_{w1} = d_1 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w};$$

$$d_{w2} = d_2 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}.$$

1.1.4. Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{Z_1 + Z_2}{2} m \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}.$$

Проверка

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}.$$

1.1.5. Диаметры основных окружностей

$$d_{b1} = d_1 \cos\alpha$$

$$d_{b2} = d_2 \cos\alpha$$

1.1.6. Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = m (Z_1 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_1);$$

$$d_{f2} = m (Z_2 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_2).$$

1.1.7. Диаметры окружностей вершин

$$d^{a1} = 2a_w - d_{f2} - 2c^* m;$$

$$d^{a2} = 2a_w - d_{f1} - 2c^* m.$$

1.1.8. Высота зуба

$$h_1 = h_2 = \frac{d_{a1} - d_{f1}}{2} = \frac{d_{a2} - d_{f2}}{2}.$$

1.1.9. Шаг зацепления по дуге делительной окружности  
 $p = \pi m$ .

1.1.10. Толщина зуба по дуге делительной окружности

$$S_1 = \left( \frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) m; \quad S_2 = \left( \frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha \right) m.$$

1.1.11. Шаг зацепления по хорде делительной окружности

$$\bar{p}_1 = d_1 \sin \frac{180^\circ}{Z_1}; \quad \bar{p}_2 = d_2 \sin \frac{180^\circ}{Z_2}.$$

1.1.12. Толщина зуба по хорде делительной окружности

$$\bar{S}_1 = d_1 \sin \frac{S_1 180^\circ}{\pi d_1}; \quad \bar{S}_2 = d_2 \sin \frac{S_2 180^\circ}{\pi d_2}.$$

1.1.13. Толщина зуба по дуге окружности вершин

$$S_{a1} = d_{a1} \left( \frac{\pi}{2Z_1} + \frac{2x_1}{Z_1} \operatorname{tg} 20^\circ + \operatorname{inv} 20^\circ - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right);$$

$$S_{a2} = d_{a2} \left( \frac{\pi}{2Z_2} + \frac{2x_2}{Z_2} \operatorname{tg} 20^\circ + \operatorname{inv} 20^\circ - \operatorname{inv} \alpha_{a2} \right),$$

$$\text{где } \cos \alpha_{a1} = \frac{d_{b1}}{d_{a1}}, \quad \cos \alpha_{a2} = \frac{d_{b2}}{d_{a2}}.$$

1.1.14. Коэффициент перекрытия

$$\varepsilon = \frac{Z_1}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) + \frac{Z_2}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w)$$

## 1.2. Построение картины зацепления

Последовательность построения следующая:

1.2.1. Выбираем масштаб построения  $M$

1.2.2. В выбранном масштабе откладываем межосевое расстояние  $a_w =$  .

1.2.3. Из центров  $O_1$  и  $O_2$  строим основные окружности диаметров  $d_{b1} =$  и  $d_{b2} =$  .

1.2.4. Проводим общую касательную к основным окружностям,  $A$  и  $B$  – точки касания. Точка пересечения ( $P_0$ ) касательной  $AB$  с линией центров  $O_1O_2$  – полюс зацепления.

1.2.5. Строим начальные окружности колес диаметров  $d_{w1} =$  и  $d_{w2} =$  . Они обязательно должны касаться друг друга в полюсе зацепления  $P_0$ . Здесь же строим делительные окружности диаметров  $d_1 =$  ,  $d_2 =$  и окружности вершин диаметров  $d_{a1} =$  и  $d_{a2} =$

1.2.6. По данным распечатки профиль зуба строится следующим образом:

Для колеса 1 ( $Z_1$ )

- По начальной окружности, начиная от точки  $P_0$ , откладываем толщину  $\bar{S}_{w1} =$  зуба по хорде этой окружности в сторону точки  $A$ .

- Эту хорду делим пополам и через полученную точку проводим ось симметрии зуба, соединяя эту точку с центром колеса.

- На основной, делительной и окружности вершин откладываем от полученной оси симметрии по данным распечатки половины толщины зуба, соответственно  $\bar{S}_{v1} =$  ,  $\bar{S}_{11} =$  ,  $\bar{S}_{a1} =$  . Четыре полученные точки и симметричные им точки позволяют построить эвольвенту профиля зуба колеса 1.

1.2.7. Ограничиваем профили зубьев окружностями вершин и впадин. При построении окружности впадин следует учитывать следующее обстоятельство: если  $r_f < r_b$ , то часть профиля между ними вычерчивается по радиальной прямой.

Переходная часть (галтель ножки) зуба от эвольвенты или прямой к окружности впадин изображается дугой  $\rho \approx 0,4m = 0,4 \cdot$  = мм, которой сопрягаются эти элементы колеса.

Для колеса 2 ( $Z_2$ )

Повторяем построения п.1.2.6. По начальной окружности,



## Теория механизмов и машин

начиная от точки  $P_0$ , откладываем толщину  $\overline{S}_{w2} =$  зуба по хорде этой окружности в сторону точки В.

- Эту хорду делим пополам и через полученную точку проводим ось симметрии зуба, соединяя эту точку с центром колеса.

- На основной, делительной и окружности вершин откладываем от полученной оси симметрии по данным распечатки половины толщины зуба, соответственно  $\overline{S}_{в2} =$  ,  $\overline{S}_{2} =$  ,  $\overline{S}_{a2} =$  . Четыре полученные точки и симметричные им точки позволяют построить эвольвенту профиля зуба колеса2.

1.2.8. Для построения картины зацепления вычерчиваем три зуба каждого из колес, откладывая шаг зацепления ( $p$ )= по дуге (хорде) делительной окружности.

1.2.9. Прямая АВ, называемая линией зацепления, является геометрическим местом точек касания двух сопрягаемых профилей в процессе их зацепления.

1.2.10. Рабочий участок ( $ab$ ) линии зацепления определяется точками пересечения окружностей вершин с прямой АВ, этот участок лежит внутри прямой АВ.

## 2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА.

### 2.1. Построение диаграммы перемещения толкателя в функции угла поворота кулачка

Построить профиль кулачка по диаграмме перемещения толкателя, если

$\varphi_y = \quad^\circ$ ,  $\varphi_d = \quad^\circ$ ,  $\varphi_v = \quad^\circ$ ,  $h = \quad$  мм,  
принимая минимальный радиус кулачка  $r_0 = h$ .

2.1.1. Откладываем на горизонтальной оси  $\varphi$  фазовые углы кулачка, приняв масштаб:  $\mu_\varphi = 1 \text{ град/мм}$  – один градус поворота равен одному мм на оси  $\varphi$ , т.е. угол поворота  $\varphi_y =$  изображаем отрезком  $\quad$  мм, и т.д.

2.1.2. Делим отрезки, соответствующие углам удаления и возврата на восемь равных частей каждый.

2.1.3. В точках 8 и 9 восстанавливаем ординаты, равные ходу ( $h$ ) толкателя, в нашем случае  $\quad$  мм.

2.1.4. В точках 4 и 13 откладываем ординаты, равные половине хода ( $h/2$ ) толкателя, в нашем случае  $\quad$  мм.

2.1.5. Строим диаграмму перемещения толкателя в виде произвольной кривой, отвечающей следующим требованиям:

- На участках 0–4 и 13–17 кривая должна быть вогнутой; на участках 4–8 и 9–13 кривая должна быть выпуклой; точки 4 и 13 – точки перегиба; на участке 8–9 диаграмма параллельна оси  $\varphi$ .

Полученная диаграмма показывает, что на участке, соответствующем углу удаления ( $\varphi_y$ ), толкатель поднимается вверх, достигая максимума (хода, равного  $h$ ) в точке 8. На участке, соответствующем углу дальнего стояния ( $\varphi_d$ ), толкатель неподвижен, он остается на расстоянии равном ходу толкателя до точки 9. На участке, соответствующем углу возврата ( $\varphi_v$ ), толкатель возвращается в исходное положение.

Эта диаграмма является основой для построения профиля кулачка, который должен обеспечить закон перемещения толкателя, представленного этой диаграммой.

## 2.2. Построение профиля кулачка

2.2.1. Строим окружность радиуса  $r_0 = h$  (в нашем случае  $r_0 =$  мм) с центром в точке  $O_1$ .

2.2.2. В направлении, обратном вращению кулачка, откладываем фазовые углы  $\varphi_y, \varphi_d, \varphi_v$  (в нашем случае  $\varphi_y =$  ,  $\varphi_d =$  и  $\varphi_v =$  ). Углы откладываем, используя транспортир.

2.2.3. Делим углы удаления ( $\varphi_y$ ) и возврата ( $\varphi_v$ ) на восемь равных частей каждый и проводим через полученные точки радиальные прямые  $O_1-1, O_1-2, O_1-3, \dots O_1-17$ .

2.2.4. Начиная от окружности радиуса  $r_0$ , на соответствующих радиальных прямых  $O_1-1, O_1-2, O_1-3 \dots O_1-17$  откладываем отрезки 1-1, 2-2, 3-3, ... 16-16, измеренные на диаграмме перемещения толкателя. На участке, соответствующем фазовому углу  $\varphi_y$ , эти отрезки возрастают, на участке, соответствующем фазовому углу  $\varphi_d$ , они постоянны и на участке  $\varphi_v$  они уменьшаются.

2.2.5. Соединяя концы этих отрезков плавной кривой, получаем профиль кулачка.

2.2.6. Для построения толкателя необходимо выбрать радиус ролика, которым толкатель касается кулачка. Радиус ролика  $r$  выбирается произвольно, но должно выполняться условие  $r < 0.4r_0$ . Принимаем  $r =$  .

2.2.7. Строим окружность ролика, касающуюся профиля кулачка в нулевой точке. Из центра ролика строим толкатель, который перемещается поступательно в направляющих. Расстояние от верхней части ролика до направляющих должно быть больше  $h$ .

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Методические указания к курсовой работе по прикладной механике «Кинематический и силовой анализ механизмов», - Ростов-на-Дону, РИСХМ, 1983г., 32с.
2. Синтез и анализ передаточного механизма. Методические указания к курсовому проекту по ТММ. Ростов-на-Дону, РИСХМ, 1983г., 32с.
3. Синтез кулачковых механизмов. Методические указания. Ростов-на-Дону, РИСХМ, 1985г., 25с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение 1. Титульный лист.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
(ДГТУ)

Кафедра «Теоретическая и прикладная механика»

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_ А.Н. Соловьев  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г.

#### ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовой работе по **ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКЕ**

на тему: Синтез и анализ механизмов машинного агрегата

Задание № \_\_\_\_\_

Вариант № \_\_\_\_\_

Автор работы \_\_\_\_\_

Направления: \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Группа \_\_\_\_\_

Руководитель работы \_\_\_\_\_  
(подпись)

\_\_\_\_\_ (Ф.И.О.)

Работа защищена \_\_\_\_\_  
(дата)

\_\_\_\_\_ (оценка)

Члены комиссии \_\_\_\_\_  
(подпись)

\_\_\_\_\_ (Ф.И.О.)

\_\_\_\_\_ (подпись)

\_\_\_\_\_ (Ф.И.О.)

Ростов-на-Дону  
20 \_\_\_\_ г.