



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 (ω_1) входного колеса к угловой скорости (ω_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 (φ_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 (φ_y); фазы дальнего стояния толкателя, угол поворота кулачка (φ_o), и фазы возврата толкателя, когда толкатель опускается из крайнего верхнего положения в крайнее нижнее, угол поворота (φ_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 φ_u (град) = .
 - Угол дальнего стояния φ_d (град) = .
 - Угол возврата φ_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 α_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 inv (инволюта) – эвольвентная функция угла α , имеющая вид $\text{inv}\alpha = \text{tg}\alpha - \alpha$; для удобства вычислений существуют таблицы эвольвентной функции (инволют) для различных значений угла α .

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 $\bar{S}_{v1} =$, $\bar{S}_1 =$, $\bar{S}_{a1} =$. 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 φ фазовые углы кулачка, приняв масштаб: $\mu_\varphi = 1 \text{ град/мм}$ – один градус поворота равен одному мм на оси φ , 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 φ .

Полученная диаграмма показывает, что на участке, соответствующем углу удаления (φ_y), толкатель поднимается вверх, достигая максимума (хода, равного h) в точке 8. На участке, соответствующем углу дальнего стояния (φ_d), толкатель неподвижен, он остается на расстоянии равном ходу толкателя до точки 9. На участке, соответствующем углу возврата (φ_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 (φ_y) и возврата (φ_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 φ_y , эти отрезки возрастают, на участке, соответствующем фазовому углу φ_d , они постоянны и на участке φ_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 ОБРАЗОВАНИЯДОНСКОЙ 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.