# МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ

ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

## «ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра **«**Теоретическая и прикладная механика**»**

###### ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ

### С ВЫСШИМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ

#### Методические указания к разделу курсовой работы

#### по теории механизмов и машин,

#### технической (прикладной) механике

Ростов-на-Дону

ДГТУ

2022

УДК 621.01.(075.8)

# Составители: О.А. Полушкин, Е.Д. Ровеньков, О.О. Полушкин

Геометрический синтез механизмов с высшими кинематическими парами: метод. указания к разделу курсовой работы по технической (прикладной) механике. – Ростов-на-Дону: Донской гос. техн. ун-т, 2022. – 12 с.

Указания охватывают задачи расчета и проектирования механизмов с высшими кинематическими парами (зубчатых колес внешнего зацепления с эвольвентным профилем зуба и кулачка с поступательно движущимся толкателем).

Предназначены для студентов дневной и заочной форм обучения направлений (специальностей): 230501, 230502, 150303, 150305, 150303, 220302, 240304, 270304, 130303 подготовки.

УДК 621.01.(075.8)

Печатается по решению редакционно-издательского совета

Донского государственного технического университета

Научный редактор – д-р техн. наук, профессор В.П. Жаров

Ответственный за выпуск – зав. кафедрой «Теоретическая и прикладная механика», д-р физ.-мат. наук, профессор А.Н. Соловьев

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

В печать\_\_\_\_.\_\_\_\_.20\_\_\_г.

Формат 60×84/16. Объем \_\_\_\_ усл. п. л.

Тираж\_\_\_\_\_ экз. Заказ № \_\_\_.

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Издательский центр ДГТУ

Адрес университета и полиграфического предприятия:

344000, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1

© Донской государственный

технический университет, 2022

**Введение**

Целью выполнения курсовой работы является научить студента основам анализа и синтеза механизмов различного рода машинных агрегатов.

Настоящие указания охватывают задачи расчета геометрии и проектирования зубчатых колес внешнего зацепления с эвольвентным профилем зуба и построения профиля кулачка с поступательно движущимся толкателем по заданным параметрам, решаемые студентами в отдельном разделе курсовой работы.

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 низшие вращательные и одну высшую (зацепление зубьев колес) кинематические пары.

***Передаточным отношением*** называют отношение угловой скорости () входного колеса к угловой скоростивыходного колеса.

Основное требование, предъявляемое к этим механизмам ─ обеспечение постоянства передаточного отношения между звеньями. Эвольвентные профили зубьев колес обеспечивают выполнение этого требования.

**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, заданных диаграммой перемещения толкателя в функции угла поворота кулачка . 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, которой соответствует угол поворота кулачка *фазы дальнего стояния* толкателя, которой соответствует угол поворота кулачка , и *фазы* *возврата* толкателя, когда толкатель опускается из крайнего верхнего положения в крайнее нижнее, которой соответствует угол поворота .   
В общем случае может существовать и *фаза ближнего стояния*, где угол поворота кулачка

Для уменьшения износа кулачка толкатель снабжается роликом, контактирующим с кулачком.

**1. Геометрический синтез прямозубой эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления**

*1.1.* *Содержание работы*

1.1.1. Привести алгоритм и расчет геометрии передачи.

1.1.2. Построить картину зацепления пары зубчатых колес.

*1.2. Расчет геометрии передачи*

Исходными данными для расчета геометрии передачи являются: числа зубьев колес профилируемой пары; модуль зубьев колес профилируемой пары; коэффициенты смещения исходного контура; коэффициент высоты зуба; коэффициент радиального зазора; профильный угол исходного контура.

Линейные размеры на рабочих чертежах зубчатых колес проставляются с точностью до 0,01 мм. *Если расчет выполнялся на компьютере, в пояснительной записке расчеты не выполнять, привести только формулы (алгоритм расчета).*

Пример. Определить основные размеры двух прямозубых эвольвентных зубчатых колес внешнего зацепления, если задано: (в задании на курсовую работу это колеса и ); мм (в задании на курсовую работу это ; ; с= 0,25; α =20; .

1.2.1. Угол зацепления передачи «в сборе»:

*inv*α *w*== 

где (инволюта) – обозначение эвольвентной функции; для угла α она имеет вид *inv*α = tgα-α; для удобства вычислений существуют таблицы эвольвентной функции для различных значений угла . По таблице эвольвентной функций находим *inv*20= 0,014904, а *inv*= 0,03279 соответствует угол = 2543′.

1.2.2. Диаметры делительных окружностей:

12\*17 = 204 мм; 12\*18 = 216 мм.

1.2.3. Диаметры начальных окружностей:

204\* = 212,76 мм;

216\* = 225,28 мм.

1.2.4. Межосевое расстояние:

 = 219,02 мм.

Проверка:

219,02 мм.

1.2.5. Диаметры основных окружностей:

204\*0,9397 = 191,7 мм;

216\*0,9397 = 202,98 мм.

1.2.6. Диаметры окружностей впадин:

12\*(17-2\*1-2\*0,25+2\*0,58)= 187,92 мм;

12\*(18-2\*1-2\*0,25+2\*0,28) = 192,72 мм.

1.2.7. Диаметры окружностей вершин:

2\*219,02-192,72-2\*0,25\*12 = 239,32 мм;

2\*219,02-187,92-2\*0,25\*12 = 244,12 мм.

1.2.8. Высота зуба:

 = 25,7 мм.

1.2.9. Шаг зацепления по дуге делительной окружности:

3,14\*12 = 37,68 мм.

1.2.10. Толщина зуба по дуге делительной окружности:

(+2\*0,58\*0,3639) = 23,91 мм;

(+2\*0,28\*0,3639) = 21,29 мм.

1.2.11. Шаг зацепления по хорде делительной окружности:

37,48 мм;

37,51 мм.

1.2.12. Хорда половины толщины зуба по делительной окружности:

1.2.13. Толщина зуба по дуге окружности вершин:

= 239,32\*(+0,014904-0,1055) = 6,37 мм;

= 244,12\*(+0,014904 - 0,07918) = 8,38 мм,

где  = 0,8010  = 3646′,

 = 0,8315  = 33 45′.

1.2.14. Хорда половины толщины зуба по окружности вершин:

1.2.15. Толщина зуба по дуге начальной окружности:

=212,76

=225,28

1.2.16. Толщина зуба по хорде начальной окружности:

1.2.17. Толщина зуба по дуге основной окружности:

=191,7

=202,98

1.2.18. Хорда половины толщины зуба по основной окружности:

1.2.19. Коэффициент перекрытия:

= (*tg*3646′ - *tg*2543′) + (*tg*3345′ - *tg*2543′) = 1,25.

*1.3. Построение картины зацепления*

Последовательность построения следующая.

1.3.1. Выбираем стандартный масштаб построения таким образом, чтобы высота зуба на чертеже была не менее 40 мм. Масштаб можно выбирать, руководствуясь следующей рекомендацией: если мм, выбирается масштаб М 2:1; если мм, выбирается масштаб М 2,5:1.

1.3.2. В выбранном масштабе откладываем межосевое расстояние (рис. 1), все остальные построения ведутся в этом же масштабе.

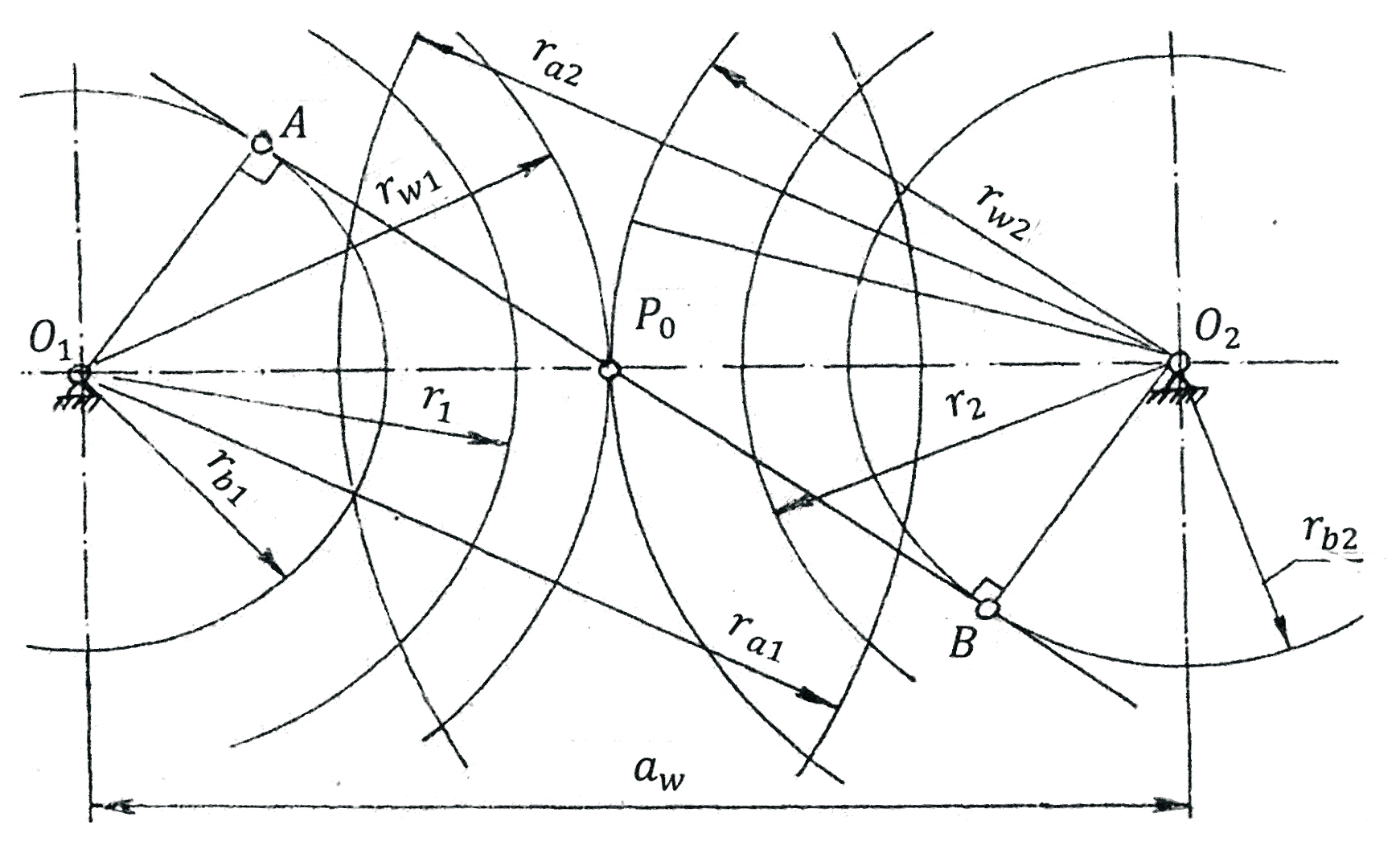


Рис. 1. Начало построения картины зацепления

1.3.3. Из центров *О*1 и *О*2 строим основные окружности радиусами и (здесь и далее значения радиусов окружностей определяются как половины найденных в п.1.2 диаметров с соответствующими индексами).

1.3.4. Проводим общую касательную к основным окружностям, *А* и *В* – точки касания. Точка пересечения (*Р0*) касательной *АВ* с линией центров *О1О2* ─ полюс зацепления.

1.3.5. Строим начальные окружности колес радиусами и Они обязательно должны касаться друг друга в полюсе зацепления *Р0*. Здесь же строим делительные окружности радиусами *,* окружности вершин радиусами и окружности впадин радиусами и .

1.3.6. По данным расчета (распечатки) профиль зуба строится следующим образом:

* По начальной окружности, начиная от точки *Р0*, откладываем толщину

зуба по хорде этой окружности в сторону точки *А.*

* Эту хорду делим пополам и через полученную точку проводим ось

симметрии зуба, соединяя эту точку с центром колеса.

* На основной, делительной окружностях и окружности вершин откладываем от полученной оси симметрии в принятом масштабе хорды половин толщин зубьев, соответственно , , . Полученные точки и симметричные им точки позволяют построить эвольвенту профиля зуба.

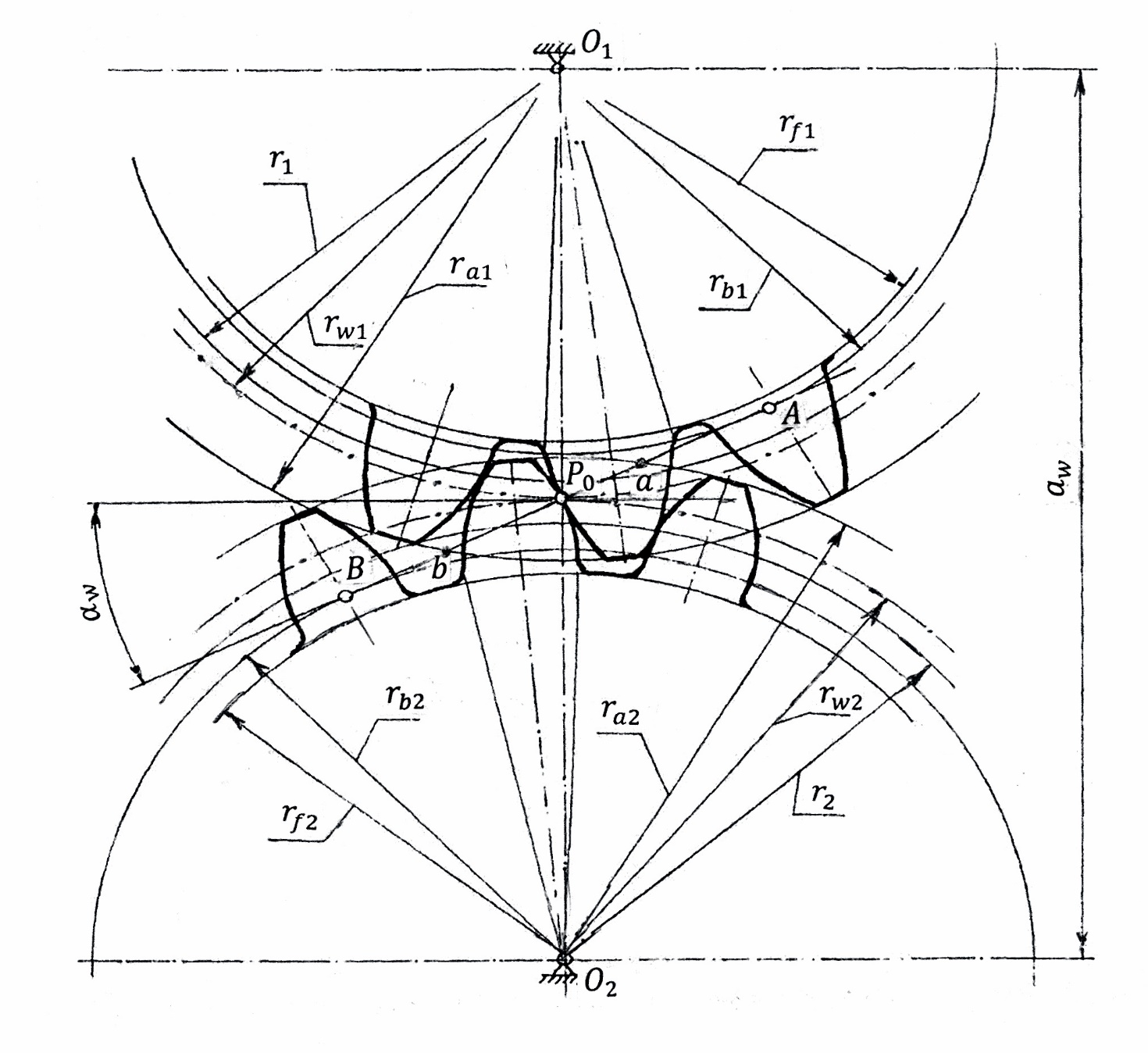


Рис. 2. Картина зацепления

1.3.7. Ограничиваем профили зубьев окружностями вершин и впадин. При построении окружности впадин следует учитывать следующее обстоятельство: её радиус может быть больше, равен или меньше радиуса основной окружности.

Если , тогда весь боковой профиль зуба очерчен по эвольвенте, если , то часть профиля между ними вычерчивается по радиальной прямой.

Переходная часть (галтель) ножки зуба от эвольвенты или прямой к окружности впадин изображается дугой , которой сопрягаются эти элементы колеса.

Профиль зуба колеса 2 строится аналогично. По начальной окружности, начиная от точки , откладываем толщину зуба по хорде этой окружности в сторону точки *В.*

1.3.8. Для построения картины зацепления (рис. 2) вычерчиваем три зуба каждого из колес. При этом можно воспользоваться трафаретами, вырезанными по профилям зубьев первого и второго колес.

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

1.3.10. Рабочий участок (*ab*) линии зацепления определяется точками пересечения окружностей вершин с прямой *АВ*, этот участок лежит внутри прямой *АВ*, представляя геометрическое место точек фактического касания профилей зубьев.

**2. Геометрический синтез профиля кулачка**

*2.1.* *Содержание работы*

2.1.1. Построить диаграмму перемещения толкателя в функции угла поворота кулачка.

2.1.2. Построить профиль кулачка.

*2.2.* *Построение диаграммы перемещения (S) толкателя   
в функции угла* (φ) *поворота кулачка*

Исходными данными для построения профиля являются: тип кулачкового механизма, величины фазовых углов: угла удаления , дальнего стояния возврата (); ход (*h*, мм) толкателя, минимальный радиус (, мм) кулачка.

Пример. Построить профиль кулачка по диаграмме перемещения толкателя, если = 100°, = 90°, = 120°, *h* = 40 мм, принимаем условно, что .

2.2.1. Откладываем на горизонтальной оси ϕ фазовые углы кулачка, приняв масштаб: μϕ=1 град/мм – один градус поворота равен одному миллиметру на оси , т. е. угол поворота = 100° изображаем отрезком 100 мм и т. д. (рис. 3).

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

2.2.3. В точках 8 и 9 восстанавливаем ординаты, равные ходу (*h*) толкателя, в нашем случае 40 мм, обеспечивая стандартный масштаб оси перемещений толкателя (в рассматриваемом случае м/мм.

2.2.4. В точках 4 и 13 откладываем ординаты, равные половине хода () толкателя, в нашем случае 20 мм.

2.2.5. 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 кривая параллельна оси ϕ.
* В точках 0, 8, 9, 17 касательная к диаграмме должна быть параллельной оси φ.

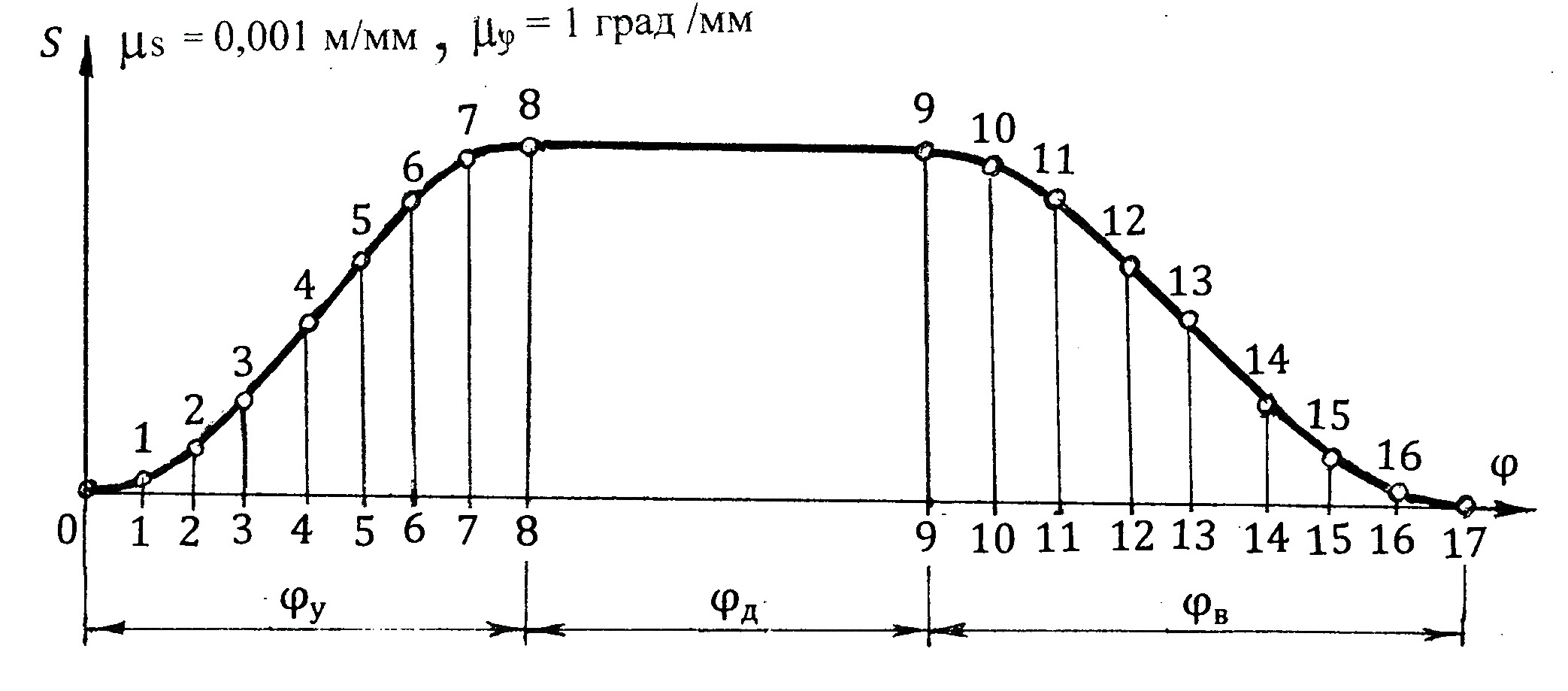


Рис. 3. Диаграмма перемещения *(S)* толкателя

в функции угла (φ)поворота кулачка

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

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

*2.3*. *Построение профиля кулачка*

2.3.1. Строим окружность радиуса (в нашем случае =40 мм)   
(рис. 4) с центром в точке , приняв стандартный масштаб равный ранее принятому значению .

2.3.2. В направлении, обратном вращению кулачка, откладываем фазовые углы (в нашем случае =100°), = 90° и = 120°. Углы откладываем, используя транспортир.

2.3.3. Делим углы удаления () и возврата () на восемь равных частей каждый и проводим через полученные точки радиальные прямые –1, –2,   
–3, . . . –17.

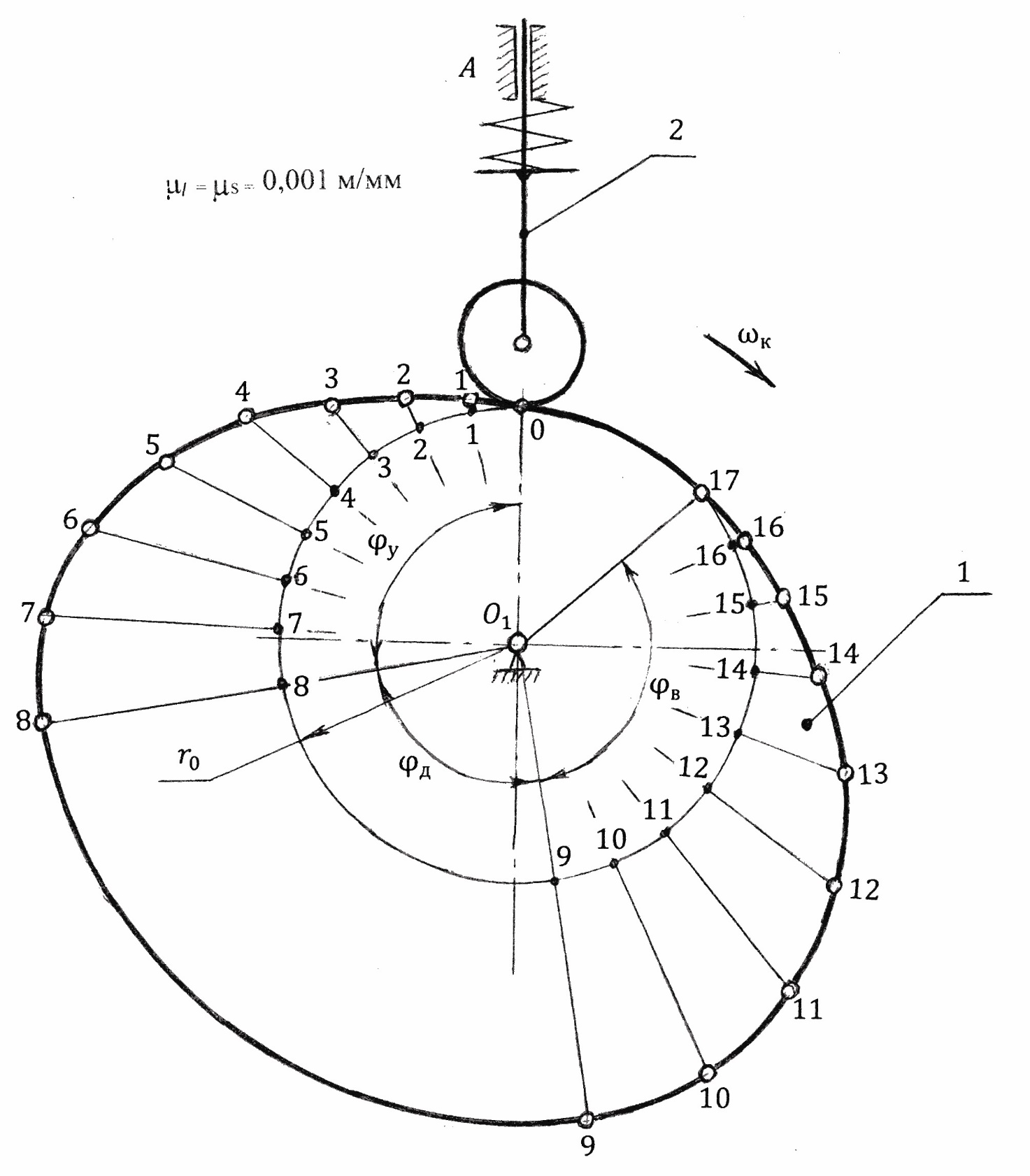


Рис. 4. Построение профиля кулачка

2.3.4. Начиная от окружности радиуса , на соответствующих радиальных прямых –1, –2, –3 . . . ––17 откладываем отрезки 1–1, 2–2, 3–3, . . . 16–16, измеренные на диаграмме перемещения толкателя (см. рис. 4). На участке, соответствующем фазовому углу , эти отрезки возрастают, на участке, соответствующем фазовому углу , они постоянны, и на участке они уменьшаются.

2.3.5. Соединяя концы этих отрезков плавной кривой, получаем профиль кулачка (1).

2.3.6. Для построения толкателя необходимо выбрать радиус ролика, которым толкатель касается кулачка. Радиус ролика *r* выбирается произвольно, но должно выполняться условие , нашем случае принимаем = 10 мм.

2.3.7. Строим окружность ролика, касающуюся профиля кулачка в нулевой точке. Из центра ролика строим толкатель (2), который перемещается поступательно в направляющих (*А*). Расстояние от верхней части ролика до направляющих должно быть больше *h.*

ЛИТЕРАТУРА

1. Лачуга Ю.Ф. Теория механизмов и машин. Кинематика, динамика и расчет: учеб. пособие / Ю.Ф. Лачуга, А.И. Воскресенский, М.Ю. Чернышев. – М.: Колос С, 2007. – 304 с.

2. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: учеб. пособие / С.А. Попов, Г.А. Тимофеева. – М.: Высшая школа, 2002.