

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени академика С. П. КОРОЛЕВА»

КОНТРОЛЬ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Методические указания к лабораторной работе

САМАРА
2008

УДК 621.7

И.Г.Попов, Ю.А.Шабалин

КОНТРОЛЬ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС: Метод. указания к лабораторной работе / *Попов И.Г., Шабалин Ю.А.* – Самара: Самарский гос. аэрокосм. ун-т, 2008.- 21с.

В методических указаниях представлены основные параметры зубчатых колес и передач. Рассмотрены параметры, определяющие точность зубчатых колес и вида зацепления. Описаны показатели точности и приведены таблицы допусков по нормам кинематической точности и нормам плавности работы зубчатых колес. Показано практическое определение показателей кинематической точности – биения зубчатого колеса и колебания длины общей нормали; показателей плавности работы – погрешность шага по основной окружности и погрешность эвольвентного профиля, а также определение величины смещения исходного контура, по которому определяется вид зацепления и вид допуска на зацепление.

Методические указания предназначены для студентов факультетов 1 - 4 дневного отделения, обучающихся по специальностям: 080502, 140501,150802, 160301 ,160302 ,200202 ,160901, 150106, 150201 - и могут быть использованы при выполнении лабораторной работы по дисциплинам цикла «Метрология, стандартизация, сертификация» и «Основы взаимозаменяемости»

Печатаются по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королева.

Рецензент

доц., к.т.н. А.П. Шулепов.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2008

Цель работы: знакомство с параметрами зубчатых колес и передач, подлежащих контролю, знакомство с основными положениями стандарта на допуски зубчатых колес; изучение методики измерения основных параметров, определяющих точность зубчатых колес; ознакомление со способами и приборами, которые применяются для измерения этих параметров.

1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Зубчатые передачи предназначены для передачи вращательного движения и момента силы с одного вала на другой с заданным отношением угловых скоростей (передаточное отношение), а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

В зависимости от формы колес и взаимного расположения осей их валов зубчатые передачи подразделяются на:

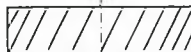
- цилиндрические (оси параллельны) с внутренним и наружным зацеплением зубьев;
- конические (оси пересекаются);
- винтовые, гипоидные, червячные и др. (оси перекрещиваются).

В зависимости от расположения и направления зубьев зубчатые колеса подразделяются на:

- прямозубые —



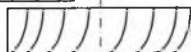
- косозубые —



- шевронные —



- с криволинейными зубьями —



В зависимости от формы профиля зубьев на:

- эвольвентные;
- циклоидальные;
- по дуге окружности и др.

Наибольшее распространение получили **эвольвентные** цилиндрические, конические и червячные зубчатые передачи.

В зависимости от назначения зубчатые передачи подразделяются на:

- силовые, предназначены в основном для передачи крутящих моментов (редукторы, приводы, коробки передач и т.д.);
- кинематические (отсчетные), предназначенные для точной передачи движений с минимальными отклонениями передаточного отношения (часы, измерительные головки, различные отсчетные устройства и т.п.).

Показатели работы зубчатой передачи зависят и от окружных скоростей колес. В зависимости от этого различают:

- тихоходные (обычно кинематические, точные и силовые передачи);
- среднескоростные (общего назначения);
- быстроходные с окружной скоростью до 120м/с.

Взаимозаменяемость зубчатых передач возможна лишь с учетом зависимости между погрешностями колес и передач, вызванных отклонениями кинематических или динамических характеристик.

2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

В большинстве случаев для образования профилей зубьев используют кривые, называемые **эвольвентами**. Использование эвольвенты для образования профиля зубьев было предложено Эйлером в 1767г.

Эвольвентой называется кривая, которую описывает любая точка прямой, касательной к окружности, перекатывающейся по этой окружности без скольжения (см. рис.1).

Окружность, по которой перекатывается касательная прямая, называется **основной**, а сама прямая **производящей**.

Основными параметрами зубчатой передачи являются: P - шаг между зубьями зубчатых колес (см. рис. 2), передаточное отношение от ведущего колеса к ведомому ($i_{1;2}$), модуль (m), диаметры делительных окружностей ведущего и ведомого зубчатых колес ($d_{e1;2}$).

Рассмотрим схему зубчатого зацепления (см. рис. 2.). Окружности, по которым колеса в зубчатой передаче катятся без скольжения, называются

начальными. Точка касания этих окружностей т. P называется полюсом зацепления.

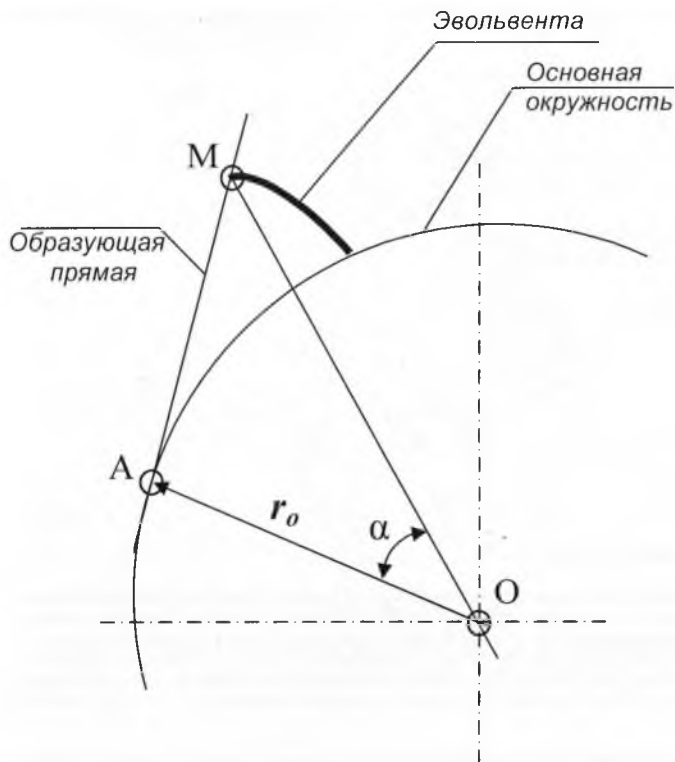


Рис. 1. Схема образования эвольвенты: $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления; r_0 – радиус основной окружности.

Шаг зубчатого колеса (P) – это расстояние между двумя одноименными профилями (правыми или левыми) соседних зубьев, измеренное по дуге окружности, причем $P = S + S_\theta$, (см. рис. 2), где S – толщина зуба, а S_θ – ширина впадины между зубьями, измеренные по дуге той же окружности (см. рис.2).

Если число зубьев зубчатого колеса – Z , тогда длина начальной окружности зубчатого колеса будет

$$\pi \cdot d = Z \cdot P, \text{ отсюда}$$

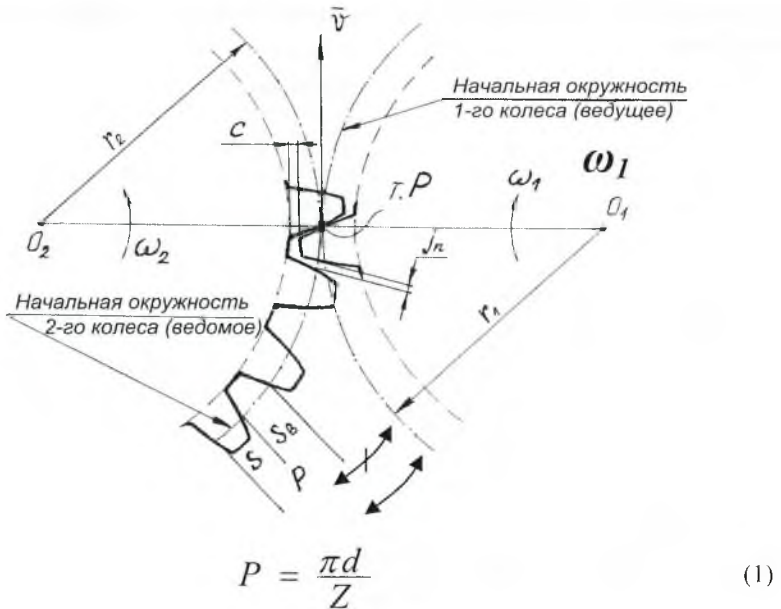


Рис. 2. Схема зубчатого зацепления: O_1O_2 – линия центров зубчатых колес; $T.P$ – полюс зацепления; r_1 и r_2 – радиусы начальных окружностей, соответственно, ведущего и ведомого колес; v – линейная скорость зубчатых колес; ω_1 и ω_2 – угловые скорости, соответственно, ведущего и ведомого колес; c – радиальный зазор в зубчатом зацеплении; α_n – боковой зазор в зубчатом зацеплении; P – шаг между зубьями; S – толщина зуба; S_n – ширина впадины между зубьями

Шаги по начальным окружностям сопрягаемых колес должны быть равны, т.е.

$$P_{n1} = P_{n2} \quad \text{или} \quad \frac{2r_1 \omega_1}{Z_1} = \frac{2r_2 \omega_2}{Z_2} \quad \text{отсюда,} \quad r_2/r_1 = Z_2/Z_1,$$

где r_1 и r_2 – радиусы начальных окружностей, соответственно, ведущего и ведомого колес.

Линейная скорость зубчатых колес (v) в $T.P$ (см. рис.2) одинакова,

т.е.

$$v = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 \quad \text{отсюда,}$$

$$\omega_1/\omega_2 = r_2/r_1 = Z_2/Z_1, = i_{1,2},$$

таким образом, передаточное отношение зубчатой передачи равно отношению угловых скоростей и обратному отношению радиусов или чисел зубьев ведущего и ведомого колес.

При увеличении радиуса одного из колес до бесконечности это зубчатое колесо превращается в так называемую рейку, так как его начальная окружность и эвольвента профиля зубьев вырождаются в прямые (рис.3).

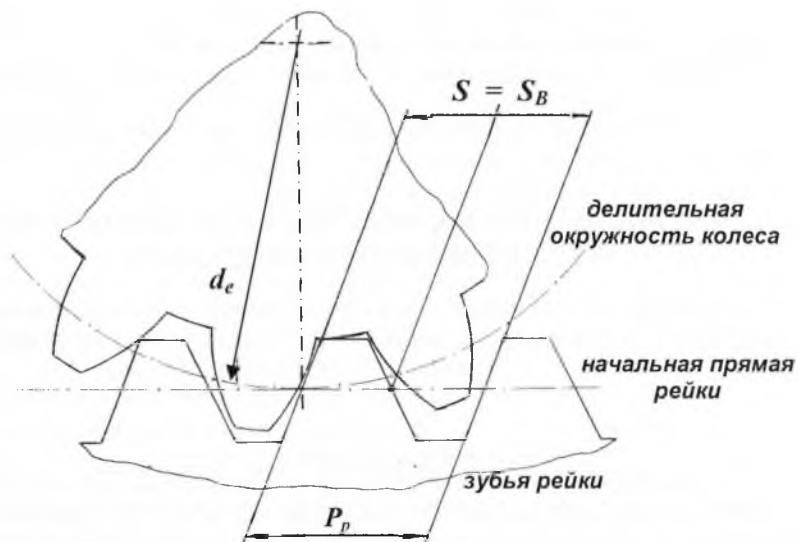


Рис.3. Схема реечного зацепления: P_p – шаг зубьев рейки; S – толщина зуба рейки; S_B – ширина впадины между зубьями рейки; d_e – делительный диаметр зубчатого колеса.

В такой рейке профиль зуба прямолинейный и следовательно шаг зубьев рейки (P_p) не зависит от того, по какой осевой прямой он измерен, т.е. $P_p = const$.

В этом случае начальная окружность другого колеса, на которой шаг между зубьями равен шагу зубьев рейки, т.е. $P_k = P_p$ называется **делительной окружностью** с диаметром d_e . Если заточить зубья рейки определенным образом и перемещать её в осевом направлении относительно колеса, одновременно поворачивая колесо на некоторый угол вокруг своей оси, можно нарезать колесо с зубьями, имеющими эвольвентный профиль. Рейка, предназначенная для нарезания зубчатых колес, называется **производящей**.

Для того чтобы производящая рейка нарезала колесо с заданным числом зубьев, необходимо, чтобы начальная прямая рейки катилась без скольжения по делительной окружности нарезаемого колеса, на которой шаг зубьев колеса равен шагу зубьев рейки. Однако значение шага – число

иррациональное (см. формулу 1), для устранения этого неудобства был введен другой основной размерный параметр зубчатых зацеплений – модуль (m), равный отношению шага зубчатого колеса (P) - к числу (π), т.е.

$$m = \frac{P}{\pi} = \frac{\cancel{\pi}d_c}{\cancel{\pi}Z} = \frac{d_c}{Z} \text{ или отношению диаметра делительной}$$

окружности зубчатого колеса (d_c) – к числу его зубьев (Z).

В этом случае диаметры делительных окружностей сопрягаемых зубчатых колес будут определяться по формулам: $d_{e1} = mZ_1$ и $d_{e2} = mZ_2$.

3. ПОКАЗАТЕЛИ ТОЧНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ

Погрешности зубчатых колес, возникающие при изготовлении и влияющие на точность его работы, обусловлены следующими причинами:

- неточность профиля зуборезного инструмента;
- неточность установки на станке, как инструмента, так и заготовки;
- отклонение формы и размеров заготовки.

Совместное действие этих факторов приводит к отклонению размеров собственно зубчатого колеса, т.е. шага, ширины и высоты зуба, профиля образующей зуб эвольвенты, диаметров основной, делительной и наружной окружностей, смещения оси вращения (биение) и т.д. Но зубчатое колесо является звеном зубчатой передачи, поэтому погрешности изготовления колес приводят к искажению функций передачи в целом. К параметрам зубчатой передачи, оказывающим наибольшее влияние на её работу, относятся:

- делительное межосевое расстояние $a_w = O_1O_2$ (см. рис.2), причем $a_w = 0,5(d_{e1} + d_{e2})$;
- радиальный зазор «с» – наименьшее расстояние по межосевой линии между поверхностями вершин зубьев одного колеса и поверхностями впадин другого (см. рис.2);
- боковой зазор «j_n» – минимальное расстояние между несоприкасающимися нерабочими профилями зубьев находящимися в зацеплении (см. рис.2).

Погрешности изготовления зубчатых колес, оказывающие влияние на их работу, подразделяются на четыре группы:

- кинематические, влияющие на точность передачи вращения от одного колеса к другому;
- погрешности плавности работы, из-за которых возникают высокие динамические нагрузки на зубьях, особенно в скоростных передачах;

- погрешности полноты контакта зубьев, имеют важное значение для силовых передач;
- погрешности, приводящие к изменению бокового зазора.

Каждую группу характеризуют комплексные и поэлементные показатели точности.

ГОСТ 1643-81 «Передачи зубчатые цилиндрические» распространяется на эвольвентные цилиндрические зубчатые колеса и зубчатые передачи наружного и внутреннего зацепления с прямыми, косыми и шевронными зубчатыми колесами с делительными диаметрами до 6300 мм, модулем зубьев от 1 до 55 мм и исходным контуром по ГОСТ 13755-81.

В зависимости от величины допускаемых погрешностей параметров зубчатых колес и передач стандартом устанавливается 12-ть степеней точности: с 3-й (самой высокой) по 12-ю (самую низкую). *Колеса 1-й и 2-й степеней точности являются перспективными, поэтому допуски и предельные отклонения для них еще не определены.*

Точность зубчатых колес и передач устанавливается по трем нормам: норме кинематической точности, норме плавности работы и норме контакта зубьев зубчатых колес в передаче.

3.1. Норма кинематической точности

Норма кинематической точности предусматривает четыре комплексных показателя и пять комплексов по два поэлементных показателя точности (см. табл.1).

Контроль точности зубчатого колеса по нормам кинематической точности и плавности работы может производиться с использованием эталонных колес или с использованием специальных измерительных средств. При контроле с помощью эталонных колес контролируемое колесо вводится в зацепление с эталонным (см. рис.4) и проворачивается на один оборот, при этом фиксируется величина отклонения угла поворота контролируемого колеса по градусной шкале от угла поворота эталонного, т.е. величина *кинематической погрешности колеса*:

$$F_{к.н.к.} = \varphi_r - \varphi_n,$$

где φ_r – действительный угол поворота контролируемого колеса;

φ_n – угол поворота эталонного колеса.

Показатели кинематической точности

Показатель точности или комплекс	Степень точности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
F_{ir}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
F_{Pr} и F_{Pkr}	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-
F_{Pr}	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-
F_{cr} и F_{rr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
F_{vWr} и F_{rr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
F_{vWr} и F_{ir}	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-
F_{cr} и F_{ir}	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-
F_{ir}	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+
F_{rr}	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+

После этого строится график зависимости кинематической погрешности ($F_{к.п.к.}$) контролируемого колеса от угла его поворота (см. рис. 4) и определяется показатель F'_{ir} – наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса.

Накопленная погрешность шага зубчатого колеса F_{Pr} и накопленная погрешность на « k » шагах определяется по кривой накопленных отклонений шага (см. рис. 5). Накопленная погрешность на « k » шагах может быть рассчитана по формуле:

$$F_{Pkr} = \frac{(\varphi_r - k) \cdot 2\pi}{Z} \cdot r_e,$$

где φ_r – действительный угол поворота колеса;

Z – число зубьев колеса;

k – число целых угловых шагов начиная от $k \leq 2$;

r_e – радиус делительной окружности колеса.

Показатель F_{rr} – радиальное биение зубчатого колеса определяется как показано на рисунке 6.

$$F_{rr} = r_{max} - r_{min}.$$

Биение зубчатого колеса может быть измерено на специальном приборе, который называется биенимер.

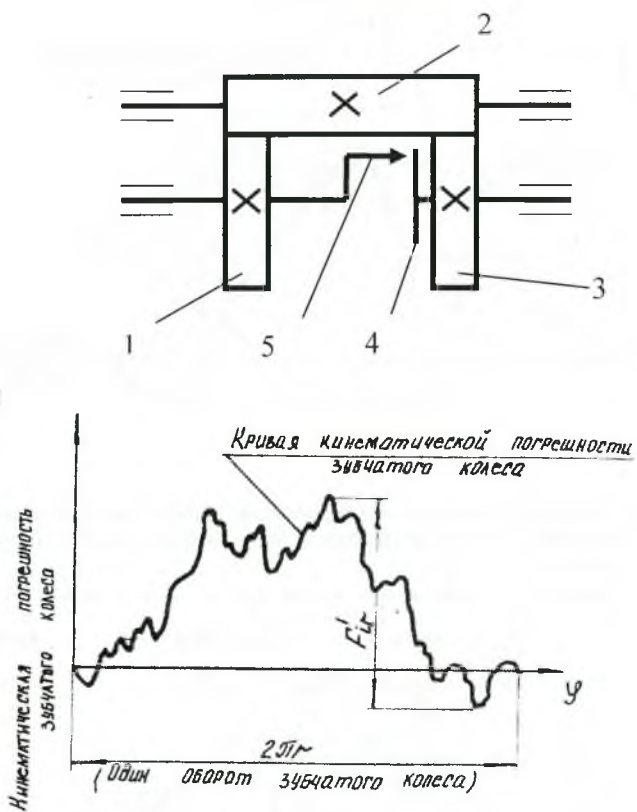


Рис.4. Схема установки и график кинематической погрешности зубчатого колеса: 1 - контролируемое колесо; 2,3 - эталонные колеса; 4 - диск с градусной шкалой; 5-стрелка; F'_{gr} - наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса.

Показатель F_{vgr} – колебание длины общей нормали. Длина общей нормали (см. рис. 7) – это расстояние между точками «А» и «В» на разноименных профилях зубьев по прямой, проходящей касательно к основной окружности зубчатого колеса.

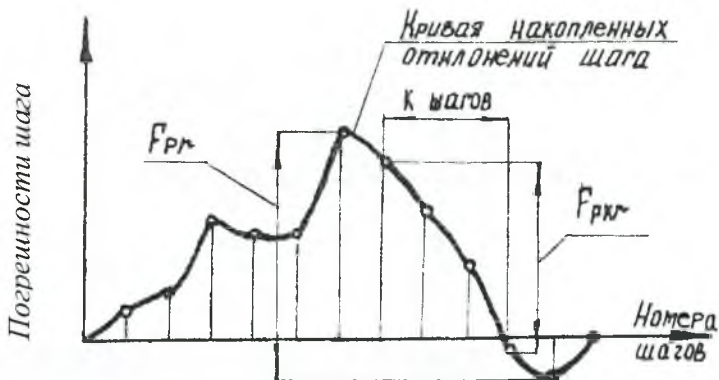


Рис. 5. График накопленной погрешности шага: F_{Pr} – погрешность шага зубчатого колеса; F_{Prk} – накопленная погрешность на «k» шагах; k – число целых угловых шагов начиная от $k \leq 2$;

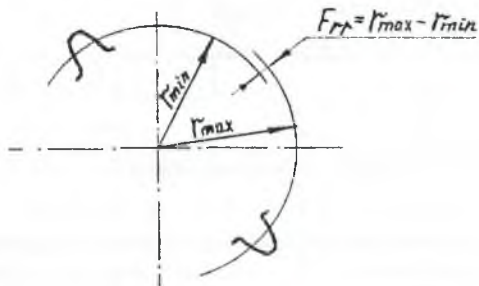


Рис. 6. Радиальное биение зубчатого колеса:

r_{\max} и r_{\min} – соответственно максимальный и минимальный радиусы делительной окружности зубчатого колеса.

Номинальное значение общей нормали определяется по формуле

$$W = m \cos \alpha_d [0,5\pi(2n-1) + z \operatorname{inv} \alpha_d], \quad (2)$$

где m – модуль зубчатого колеса;

z – число зубьев колеса;

$\operatorname{inv} \alpha_d$ – инволюта угла исходного контура;

$\alpha_d = 20^\circ$ – угол исходного контура (угол зацепления);

$n = 0,111z + 0,5$ – число зубьев, охватываемых при измерении (округляется до целого).

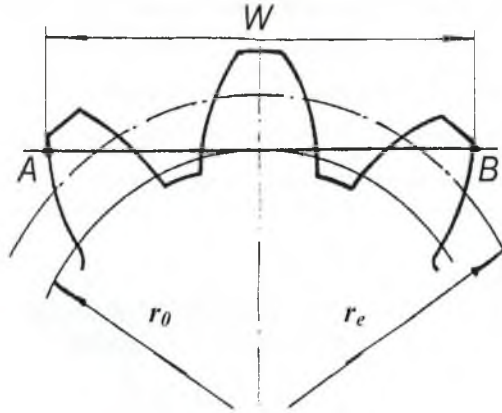


Рис. 7. Длина общей нормали: W – длина общей нормали; r_o – радиус основной окружности; r_e – радиус делительной окружности зубчатого колеса.

Показатель F_{vWr} определяется с помощью специального прибора нормалемера.

$$F_{vWr} = W_{max} - W_{min}, \text{ мкм (см. рис. 8)}$$

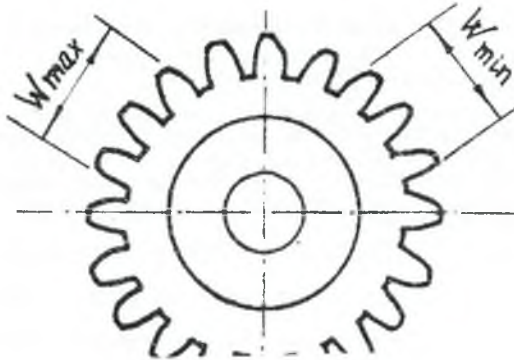


Рис. 8. W_{max} и W_{min} – соответственно максимальное и минимальное значения длины общей нормали.

Показатель F''_{ir} – колебание измерительного межосевого расстояния за один оборот зубчатого колеса, т.е. разность между наибольшим

и наименьшим действительными межосевыми расстояниями в зацеплении эталонного и контролируемого зубчатых колес при повороте контролируемого колеса на полный оборот. При повороте колеса фиксируется изменение измерительного межосевого расстояния и строится график его зависимости от угла поворота (см. рис.9).



Рис. 9. Изменение измерительного межосевого расстояния по углу поворота колеса: f''_{ir} — колебание измерительного межосевого расстояния за один оборот зубчатого колеса, f''_{ir} — на одном зубе.

Нормы кинематической точности являются определяющими для зубчатых колес работающих в различных делительных и отсчетных механизмах (например, часы).

3.2. Норма плавности работы зубчатого колеса

Норма плавности работы предусматривает семь комплексных и два комплекса по два поэлементных показателя точности (см. табл.2).

Показатели плавности работы

Показатель точности или комплекс	Степень точности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
f_{zkr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f_{ir}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f_{pbr} и f_{fr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f_{pbr} и f_{ptr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f_{zsr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f_{ir}^*	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+
f_{ptr}	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-
f_{pbr}	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+
f_{vptr}	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-

Плавность работы зубчатого колеса составляет часть кинематической погрешности, которая многократно (циклически) проявляется за время одного оборота колеса. Кинематическую погрешность можно представить в виде спектра гармонических составляющих, амплитуда и частота которых зависят от причин вызывающих погрешности угла поворота. Например, отклонение шага зубчатого колеса вызывает колебания кинематической погрешности с *зубцовой* частотой, равной частоте входа в зацепление зубьев колеса. Если все гармонические составляющие сложить, то снова получится график кинематической погрешности колеса $F_{к.в.к.}$.

Показатель f_{zkr} – *циклическая погрешность зубчатого колеса, это удвоенная амплитуда гармонической составляющей кинематической погрешности зубчатого колеса* (см. рис.10).

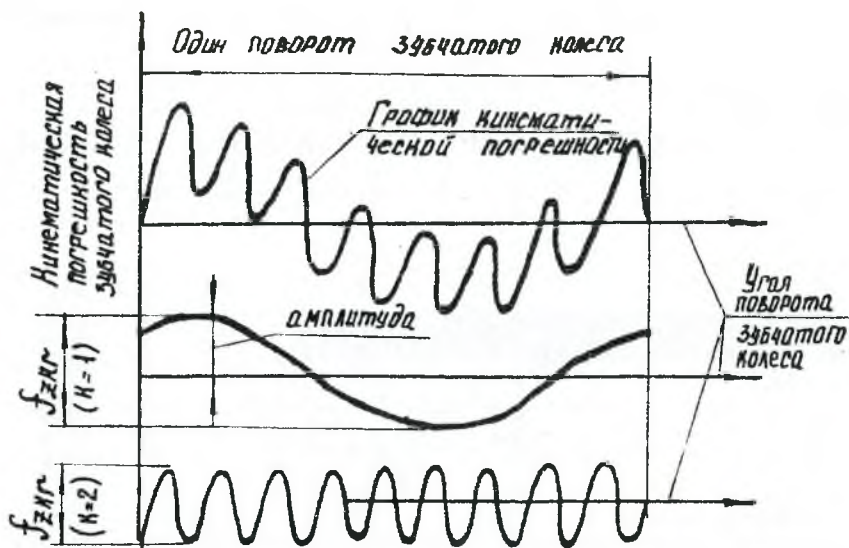


Рис. 10. Циклическая погрешность зубчатого колеса - f_{zkp} .

Показатель f'_{ir} – местная кинематическая погрешность зубчатого колеса, это наибольшая разность между местными соседними экстремальными (минимальными и максимальными) значениями кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах его оборота (см. рис. 11).

Показатель f_{pb} – отклонение шага зацепления, это разность между действительным и номинальным шагами зацепления. Под действительным шагом зацепления (P_d) понимается кратчайшее расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум одноименным активным боковым поверхностям соседних зубьев зубчатого колеса. Номинальное значение шага зацепления определяется по формуле:

$$P_o = \pi \cdot m \cos \alpha_o,$$

где $\alpha_o = 20^\circ$ – угол зацепления,

тогда

$$P_o = 2,951 \cdot m \quad (3)$$

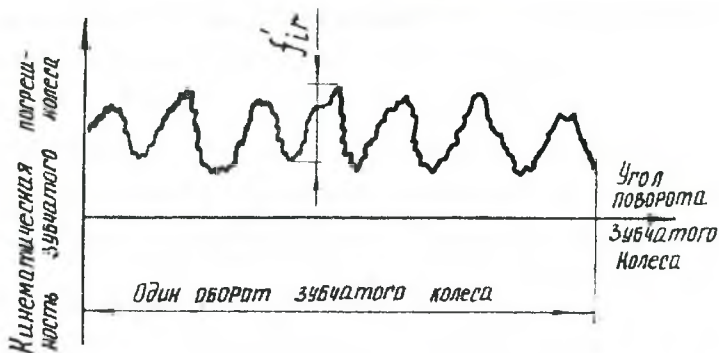


Рис. 11. Местная кинематическая погрешность зубчатого колеса - f_{fr}



Рис. 12. Шаг зацепления зубчатого колеса.

На рис.12 показаны действительное и номинальное значения шагов зацепления.

$$f_{br} = P_D - P_N, \text{ мкм.}$$

Показатель f_{fr} – погрешность профиля зуба, это расстояние по нормали между двумя номинальными торцовыми профилями, проходящими касательно к действительному профилю (см. рис. 13).

P

Показатель f_{fr} – дискретное значение кинематической погрешности зубчатого колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг при $k = 1$ (см. рис.5).

Показатель $f_{\text{ци}}$ – циклическая погрешность зубцовой частоты зубчатого колеса, это циклическая погрешность зубчатого колеса при зацеплении с эталонным колесом с частотой повторений, равной частоте входа зубьев в зацепление.

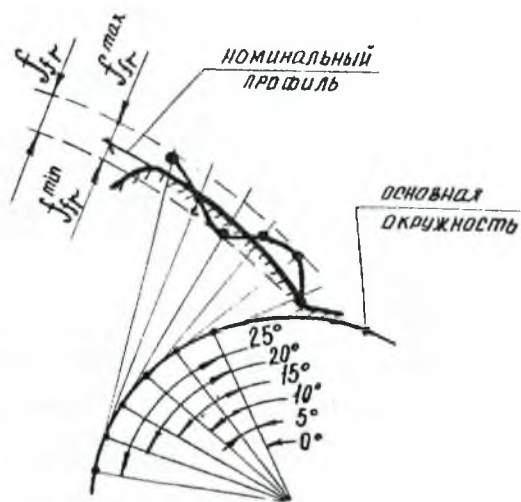


Рис. 13. Отклонение формы действительного профиля зуба от эвольвентного: f_{fr} – погрешность профиля зуба; f_{fr}^{\min} и f_{fr}^{\max} – соответственно наименьшее и наибольшее отклонения профиля зуба.

$$f_{fr} = f_{fr}^{\max} - f_{fr}^{\min}.$$

Показатель $f_{ir}^{\text{н}}$ – колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе, это разность между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями в зацеплении эталонного и контролируемого зубчатых колес при повороте контролируемого колеса на один угловой шаг (см. рис. 9).

Показатель f_{vPir} – разность шагов, т.е. разность между двумя отклонениями шагов в любых участках зубчатого колеса.

Нормы плавности зубчатого колеса являются определяющими для скоростных передач.

3.3. Норма контакта зубчатых колес

Показателем, определяющим норму контакта зубьев в передаче, является *суммарное пятно контакта*.

Контроль контакта зубчатых колес производится следующим образом. На рабочие поверхности зубьев эталонного колеса наносится специальная краска, контролируемое колесо вводится в зацепление с эталонным и колеса проворачиваются на один оборот под нагрузкой, установленной конструктором. В результате чего на рабочих поверхностях зубьев контролируемого колеса остаются отпечатки краски, по размерам этих отпечатков и определяется степень точности по норме контакта.

Суммарное пятно контакта, это часть активной боковой поверхности зуба зубчатого колеса, на которой располагаются следы прилегания зубьев эталонного колеса в собранной передаче после вращения под нагрузкой, установленной конструктором.

Определяются относительные размеры пятна контакта в процентах по длине зуба и по его высоте(см. рис.14).

Относительные размеры пятна контакта по ширине зуба:

$$\frac{(a-c)}{b} \cdot 100\%, \quad (4)$$

где: a – суммарная длина пятна контакта;
 c – суммарная длина разрывов пятна контакта;
 b – ширина зуба.

относительные размеры пятна контакта по высоте зуба:

$$\frac{h_m}{h_p} \cdot 100\%. \quad (5)$$

где: h_m – средняя (по всей высоте зуба) ширина следов прилегания;
 h_p – активная высота зуба, для некорректированных колес ($h_p = 2m$).

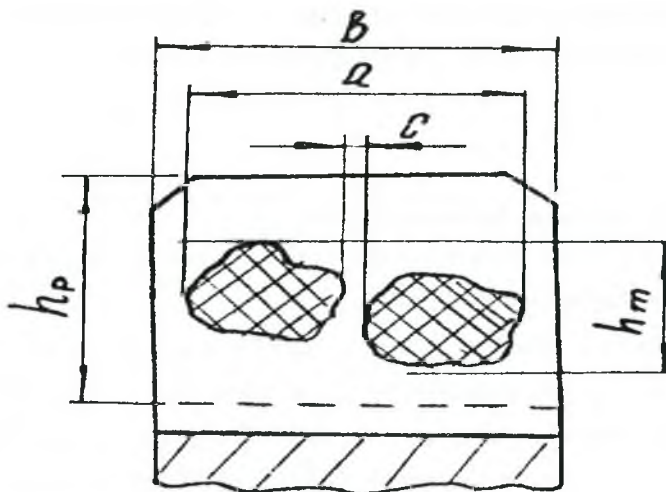


Рис. 14. Суммарное пятно контакта: a – суммарная длина пятна контакта; c – суммарная длина разрывов пятна контакта; b – ширина зуба; h_m – средняя (по всей высоте зуба) ширина следов прилегания; h_p – активная высота зуба.

Стандарт предусматривает комбинирование норм кинематической точности, норм плавности работы и норм контакта зубьев зубчатых колес и передач разных степеней точности. При этом нормы плавности могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности, а нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным и на степень грубее, чем нормы плавности.

3.4. Виды сопряжения

Для создания нормальных условий работы зубчатой пары (смазки, компенсации погрешностей изготовления и монтажа, температурной деформации) стандартом предусматривается зазор между зубьями сопряжённых колёс в передаче. Зазор определяется в сечении, перпендикулярном направлению зубьев (см. рис.34), в плоскости, касательной к основным цилиндрам колес.

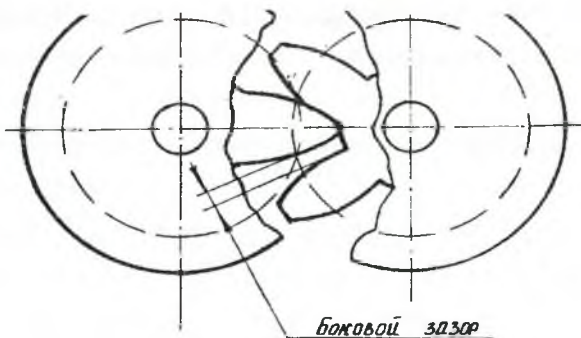


Рис. 15. Боковой зазор в зубчатом зацеплении - j_n .

Стандартом предусмотрены виды сопряжений зубчатых колес, представленные на рисунке 16.

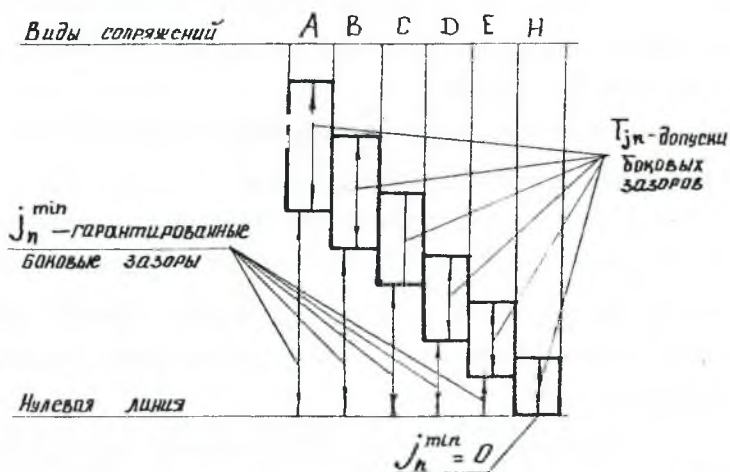


Рис. 16. Виды сопряжения и гарантированные боковые зазоры зубчатых колес: j_n^{min} - гарантированное значение бокового зазора.

В зависимости от величины гарантированного бокового зазора (j_n^{min}) стандартом установлено шесть видов сопряжения зубчатых колес в передаче: *A, B, C, D, E, H* (вид сопряжения *A* обеспечивает наибольшие боковые зазоры, *H* - наименьшие, вплоть до нуля) и восемь видов допуска на боковой зазор, обозначаемых в порядке уменьшения буквами: *x, y, z, a, b, c, d, h*.

Виды сопряжения зубчатых колес в передаче в зависимости от степени точности по нормам плавности работы указаны в таблице 3.

Таблица 3

Зависимость вида сопряжения от степени точности по норме плавности работы

Вид сопряжения	A	B	C	D	E	H
Степень точности по нормам плавности	3 - 12	3 - 11	3 - 9	3 - 8	3 - 7	3 - 7

Видам сопряжения *H* и *E* соответствует вид допуска *h*, а видам сопряжения *A*, *B*, *C*, *D* – виды допуска *a*, *b*, *c*, *d* соответственно. Соответствие между видом сопряжения зубчатых колес в передаче и видом допуска на боковой зазор допускается изменять, при этом также могут быть использованы виды допусков *x*, *y*, *z*.

Условное обозначение точности зубчатых колес включает степень точности и вид сопряжения, например:

7 – C ГОСТ 1643 – 81.

Такое колесо не должно иметь отклонений параметров, превышающих нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев по 7-й степени точности, вид сопряжения «C» и вид допуска на боковой зазор «с».

При комбинировании норм разных степеней точности и изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор условное обозначение точности зубчатого колеса должно включать степень точности по каждой норме, вид сопряжения и вид допуска, например: степень кинематической точности – 8, по нормам плавности – 7, по нормам контакта – 6, вид сопряжения «B», вид допуска на боковой зазор «a»

8 – 7 – 6 Ba ГОСТ 1643-81.

3.5. Классы точности зубчатых передач

Стандартом предусмотрено шесть классов точности зубчатых передач в зависимости от погрешности делительного межосевого расстояния (a_w), обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами от I до VI. Гарантированный боковой зазор в каждом зубчатом сопряжении обеспечивается при соблюдении предусмотренных классов точности делительного межосевого расстояния: для сопряжений H и E – II-й класс, а для сопряжений A, B, C, D – соответственно VI, V, IV и III. Допускается изменять соответствие между видом сопряжения и классом точности делительного межосевого расстояния. При выборе более грубого класса точности делительного межосевого расстояния, чем предусмотрено для данного вида сопряжения, в условном обозначении точности зубчатой передачи указываются принятый класс и гарантированный боковой зазор, рассчитанный по формуле:

$$j'_n{}^{min} = j_n{}^{min} - 0,68(|f'_a| - |f_a|),$$

где: $j_n{}^{min}$ и f_a - табличные значения соответственно гарантированного бокового зазора и предельного отклонения делительного межосевого расстояния для данного вида сопряжения; f'_a - отклонение делительного межосевого расстояния для более грубого класса; $j'_n{}^{min}$ - рассчитанный гарантированный боковой зазор.

Пример обозначения точности цилиндрической передачи с 7-й степенью точности по всем нормам, с видом зацепления «С», видом допуска на боковой зазор «а» и пятым классом точности (V) делительного межосевого расстояния с рассчитанным гарантированным боковым зазором $j'_n{}^{min} = 128$ мкм:

$$7 - Ca / V - 128 \text{ ГОСТ } 1643 - 81.$$

4. ИЗМЕРЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

4.1. Определение кинематической точности зубчатого колеса

Кинематическая точность зубчатого колеса, как предусмотрено ГОСТ 1643-81, может быть оценена комплексом показателей F_r (радиальное биение зубчатого венца) и F_{vnr} (колебание длины общей нормали).

Радиальное биение измеряется на биенимере (см. рис. 17).

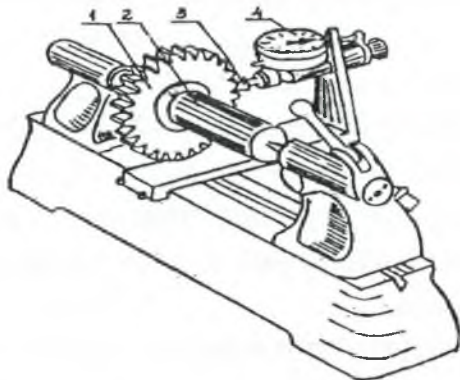


Рис. 17. Схема измерения на биенимере: 1 – зубчатое колесо; 2 – коническая оправка; 3 – измерительный наконечник; 4 – индикатор часового типа.

Контролируемое зубчатое колесо 1, плотно посаженное на коническую оправку 2, устанавливается в центрах прибора. Измерительный наконечник 3 вставляется во впадину между зубьями колеса и под действием пружины плотно прижимается к боковым (эвольвентным) поверхностям зубьев. Поворотом корпуса индикатора часового типа 4 ноль шкалы устанавливается напротив большой стрелки. Впадина, в которую вставлен наконечник, отмечается на торце колеса. Затем измерительный наконечник поочередно переставляется по всем впадинам зубчатого колеса и отклонения большой стрелки от нуля с учетом знака записываются в протокол измерения. Заканчиваются измерения на отмеченной впадине, в которой стрелка индикатора должна опять встать на ноль.

Так как угол при вершине конического измерительного наконечника равен удвоенному углу зацепления колеса ($\beta = 2\alpha_0$), касание наконечника с зубьями всегда происходит по постоянным хордам, поэтому

разность между наибольшим и наименьшим показаниями индикатора соответствует величине радиального биения зубчатого колеса (F_r , см. рис. 6).

Колебание длины общей нормали определяется с помощью нормалемера (см. рис. 18).

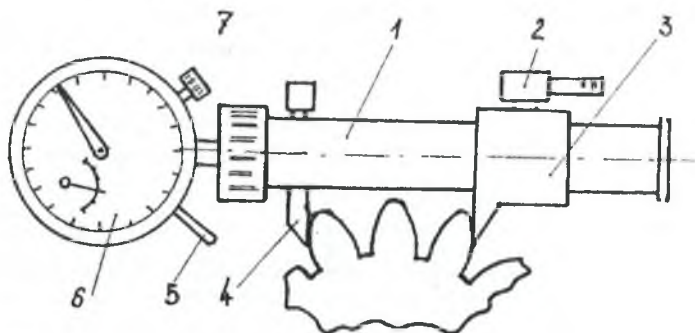


Рис. 18. Определение колебания длины общей нормали:

1 – штанга прибора; 2 – устройство для перемещения условно-неподвижной измерительной губки; 3 – условно-неподвижная измерительная губка; 4 – подвижная измерительная губка; 5 – рычаг, перемещающий подвижную измерительную губку (арретир); 6 – шкала индикатора часового типа; 7 – винт для точной установки большой стрелки индикатора на ноль.

Измерения производятся в следующей последовательности. Прибор и зубчатое колесо устанавливаются на подставке так чтобы между измерительными губками помещалось определенное по формуле 2 (стр. 10) число зубьев. Губка 3 перемещается в направлении губки 4 до соприкосновения их с эвольвентными профилями зубьев колеса, о чем свидетельствует начало вращения большой стрелки индикатора, потом делается предварительный натяг 1,5 – 2 оборота большой стрелки и устанавливают её близко к нулю. Далее винтом 7 стрелку устанавливают на ноль. Нажимом на рычаг арретира 5 индикатор выводят из контакта с подвижной губкой 4, затем губки выводят из контакта с зубьями колеса. Группу зубьев, по которой производилась настройка необходимо отметить.

Измерения производятся по всей окружности колеса, через каждый зуб, при этом записываются значения отклонений большой стрелки от нуля с учетом знака. Из всех полученных значений выбирают наибольшее и наименьшее, разность этих значений и есть наибольшее колебание длины общей нормали ($F_{v,нр}$).

После определения величины радиального биения (F_{rr}) и величины колебания длины общей нормали (F_{vw}) определяется степень кинематической точности колеса сравнением полученных значений со значениями допусков F_r и F_{vw} , приведенными в таблице 4. для этого по таблице находят такую степень точности, для которой

$$F_r \geq F_{rr}, \text{ а } F_{vw} \geq F_{vwr}.$$

Таблица 4

Нормы кинематической точности

Степень точности	Обозначение показателя	Модуль (m), мм	Делительный диаметр до 125мм
			Значение допуска мкм
3	F_r	св.3,55 до 6	8
	F_{vw}	от 1 до 10	5
4	F_r	св.3,55 до 6	12
	F_{vw}	от 1 до 10	7
5	F_r	св.3,55 до 6	19
	F_{vw}	от 1 до 16	11
6	F_r	св.3,55 до 6	30
	F_{vw}	от 1 до 16	17
7	F_r	св.3,55 до 6	42
	F_{vw}	от 1 до 25	24
8	F_r	св.3,55 до 6	53
	F_{vw}	от 1 до 56	30
9	F_r	св.3,55 до 6	67
10	F_r	св.3,55 до 6	80
11	F_r	св.3,55 до 6	105
12	F_r	св.3,55 до 6	130

4.2. Определение степени точности по нормам плавности зубчатого колеса

Степень точности по нормам плавности зубчатого колеса в соответствии с ГОСТ 1643-81 может быть оценена комплексом показателей f_{pb} (отклонение шага между зубьями колеса по основной окружности) и f_{fr} (погрешность эвольвентного профиля зуба).

Шаг между зубьями колеса по основной окружности измеряется на инструментальном микроскопе МБИ-8. Вначале определяется номинальное значение шага (P_n) по формуле 3, это значение записывается в таблицу протокола измерений. Далее измеряется действительное значение шага по основной окружности (P_D).

Измерение производится в следующей последовательности. Вначале микроскоп должен быть настроен, т.е. градусная шкала угломерной головки установлена на 0° , при этом продольное и поперечное перемещения стола будут совпадать с направлениями соответственно горизонтальной и вертикальной штриховых линий в окуляре. Микроскоп работает в режиме проходящего света.

Контролируемое колесо кладется на прозрачный предметный столик микроскопа так, чтобы вертикальная штриховая линия в окуляре проходила касательно к левому эвольвентному профилю зуба, как показано на рисунке 19 (первая установка I-I), причем точка касания должна лежать ближе к головке зуба, т.е. ближе к наружной окружности, но не на закругленной части вершины зуба. Тогда горизонтальная штриховая линия в поле зрения окуляра будет линией касательной к основной окружности колеса.

Для этого положения (установка I-I, рис. 19) записывается отсчет по микрометрическому винту продольного перемещения и столик этим же винтом перемещается так, чтобы вертикальная штриховая линия окуляра стала касательной к одноименному (левому) профилю следующего зуба (установка II-II, рис. 19), записывается второй отсчет по микрометрическому винту продольного перемещения. Разность значений двух отсчетов и будет действительный шаг по основной окружности контролируемого зубчатого колеса (P_D).

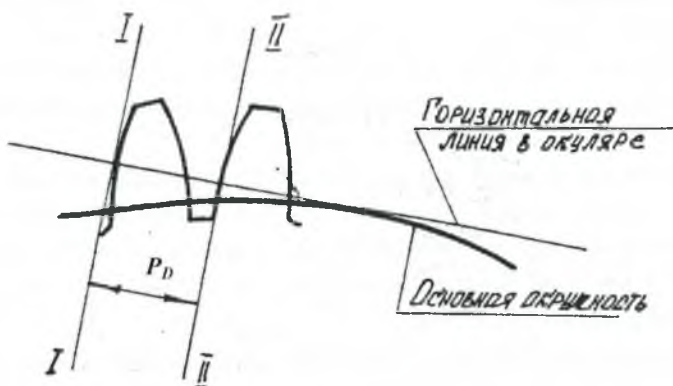


Рис. 19. Измерение основного шага зубчатого колеса на инструментальном микроскопе: I-I – первая установка; II-II – вторая установка; P_D – действительный шаг по основной окружности.

Измерив один шаг, колесо поворачивают вокруг его оси и измеряют следующий шаг.

После измерения всех шагов по окружности колеса выбирают их максимальное (P_D^{max}) и минимальное (P_D^{min}) и определяют действительные отклонения:

$$+f_{Pbr} = P_D^{max} - P_o, \text{ мкм};$$

$$-f_{Pbr} = P_D^{min} - P_o, \text{ мкм}.$$

Далее выбирается большее по абсолютной величине отклонение

$$|f_{Pbr}^{max}|$$

значение которого записывается в протокол измерений со своим знаком.

Погрешность эвольвентного профиля зуба (f_{fr}) измеряется на эвольвентомере МИЗ (см. рис. 20) со сменным диском, диаметр которого должен быть равен диаметру основной окружности контролируемого колеса.

Перед измерением прибор настраивают так, чтобы при “нулевом” показании индикатора 13 вершина измерительного наконечника 7 лежала на одной вертикальной линии с точкой касания обкаточного диска 2 и линейки 3. Эта настройка производится следующим образом.

На оправку 1 устанавливают диск 2 нужного диаметра и закрепляют его гайкой 8. С помощью маховика 4 каретку 5 приводят в положение, при

котором риска на каретке совместится с риской на станине 14. Между диском 2 и линейкой 3 зажимают настроечный шаблон. Освободив измерительный наконечник 7 в цанговом зажиме 6, выставляют его так, чтобы при повороте вершина наконечника касалась плоскости диска. В этом положении измерительный наконечник закрепляют цанговым зажимом. Затем шаблон закрепляют на оправке 1 так, чтобы вершина наконечника опиралась на радиальную плоскость шаблона.

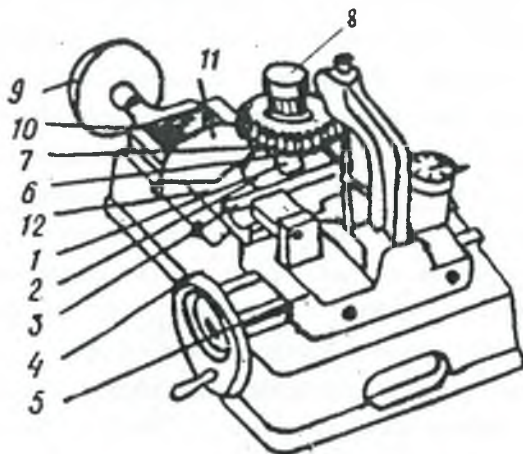


Рис. 20. Общий вид эвольвентомера: 1 – оправка эвольвентомера, на которую устанавливается контролируемое колесо; 2 – обкаточный диск с диаметром, равным диаметру основной окружности контролируемого колеса; 3 – линейка; 4 – маховик; 5 – каретка; 6 – цанговый зажим; 7 – измерительный наконечник; 8 – гайка; 9 – маховичок; 10 – пружина; 11 – шкала эвольвентомера; 12 – каретка; 13 – индикатор часового типа; 14 – станина.

Далее путем ряда поворотов установочного шаблона находят такое его положение, при котором перемещение каретки 12 не вызывает отклонения стрелки индикатора 13. Поворотом шкалы индикатор устанавливается на “ноль”. Это положение индикатора (с учетом показания малой стрелки) соответствует исходному положению измерительного наконечника перед началом измерений.

При измерениях на оправку 1, где установлен обкаточный диск 2, закрепляют контролируемое колесо и указатель совмещают с нулем шкалы 11. Маховичком 9 перемещают каретку 12 до соприкосновения обкаточного

диска с линейкой 3, а затем до полного сжатия пружины 10, следя при этом, чтобы измерительный наконечник 7 свободно вошел во впадину проверяемого колеса. Поворотом контролируемого колеса индикатор устанавливают в исходное положение (полученное при настройке по шаблону), а колесо закрепляют на оправке гайкой, после чего приступают к измерениям.

Вращая маховик 4, перемещают каретку 5, а вместе с ней – линейку 3. При этом диск 2 вместе с контролируемым колесом будет катиться по линейке без скольжения и, следовательно, каждая точка рабочей плоскости линейки будет описывать относительно основной окружности колеса эвольвенту. Так как при настройке прибора вершина измерительного наконечника была установлена на вертикальной линии, проходящей через точку начального контакта линейки с диском, она (вершина) тоже будет описывать эвольвенту. Если профиль контролируемого зуба имеет отклонения от теоретической эвольвенты, то индикатор покажет их величину. Погрешность профиля фиксируется через каждые 5° угла развернутости, который отсчитывается по шкале 11. Для наглядности по полученным данным строится действительный профиль зуба, затем он сопоставляется с теоретическим (см. рис. 13, стр.15). Разность между максимальным и минимальным отклонениями действительного профиля от теоретической эвольвенты есть величина полной действительной погрешности профиля зуба:

$$f_{fr} = f_{fr}^{max} - f_{fr}^{min}.$$

В результате измерений основного шага и погрешности эвольвентного профиля зуба получено:

$$|f_{Pbr}^{max}| \text{ и } f_{fr}.$$

По значениям этих величин из таблицы 5 устанавливается степень точности контролируемого колеса по нормам плавности работы сравнением полученных значений со значениями допусков из условия, что.

$$|f_{Pbr}^{max}| \leq |f_{Pb}|, \text{ а } f_{fr} \leq f_f$$

Нормы плавности работы

Степень точности	Обозначение показателя	Модуль (m), мм	Делительный диаметр до 125мм
			Значение допуска мкм
3	f_{pb}	св.3,55 до 6	± 3
	f_f	св.3,55 до 6	4
4	f_{pb}	св.3,55 до 6	± 5
	f_f	св.3,55 до 6	6
5	f_{pb}	св.3,55 до 6	± 8
	f_f	св.3,55 до 6	8
6	f_{pb}	св.3,55 до 6	± 12
	f_f	св.3,55 до 6	10
7	f_{pb}	св.3,55 до 6	± 18
	f_f	св.3,55 до 6	14
8	f_{pb}	св.3,55 до 6	± 24
	f_f	св.3,55 до 6	36

Если величина действительного отклонения больше величины допуска по 8-й степени точности, а именно

$|f_{pbr}^{max}| \geq |f_{pb}|$ или $f_{fr} \geq f_f$, то выбирается следующая по порядку степень точности, т.е. 9-я степень точности по нормам плавности работы зубчатого колеса.

4.3. Определение степени точности по нормам контакта зубьев зубчатого колеса

Как уже отмечалось, контакт зубьев характеризуется размерами пятна контакта зубьев сопряженных колес по ширине и высоте зубьев. Величина пятна контакта определяется по следам прилегания боковой поверхности зубьев контролируемого колеса к зубьям измерительного колеса при взаимной их обкатке на приборе комплексного двухпрофильного контроля КПД-300 (см. рис. 20).

На рабочие поверхности зубьев измерительного колеса с числом зубьев z_1 наносится специальная краска, после чего колесо устанавливается на оправку 8 плавающего суппорта 2 и с помощью рукоятки 12 отводят в крайнее левое положение до упора. Суппорт 3 отводят вправо и на оправку 9 устанавливают контролируемое колесо с числом зубьев z_2 , предварительно обезжирив и вычистив поверхности его зубьев. По формуле

$$A = \frac{m(z_1 + z_2)}{2},$$

где m – модуль измерительного и контролируемого зубчатых колес; определяют номинальную величину межцентрового расстояния.

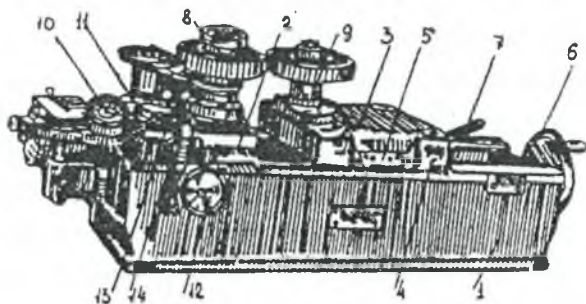


Рис. 21. Общий вид межцентромера КПД-300: 1 – основание прибора; 2 – плавающий суппорт; 3 – суппорт; 4 – линейка; 5 – нониус; 6 – маховичок; 7 – зажим; 8 – оправка измерительного колеса; 9 – оправка контролируемого колеса; 12 – рукоятка.

Далее, вращая маховичок 6 контролируемое колесо вводят в зацепление с измерительным до тех пор, пока нониус 5 суппорта 3 и линейка 4 не покажут номинальную величину межцентрового расстояния. В этом положении суппорт 3 закрепляется с помощью зажима 7. При легком торможении измерительное колесо проворачивают на 2 – 3 оборота в правую, а затем в левую сторону. После снятия контролируемого колеса с прибора на правой и левой сторонах его зубьев видны пятна контакта, выбирают зуб с наименьшим пятно, с помощью штангенциркуля измеряют его размеры и по формулам 4 и 5 (см. стр. 16) определяют относительную величину пятна контакта. Степень точности колеса по нормам контакта зубьев определяется по таблице 6.

Нормы контакта зубьев

Степень точности	Параметр	Допускаемые значения
3	Суммарное пятно контакта	по высоте не менее 65% по длине не менее 95%
4	- " -	по высоте не менее 60% по длине не менее 90%
5	- " -	по высоте не менее 55% по длине не менее 80%
6	- " -	по высоте не менее 50% по длине не менее 70%
7	- " -	по высоте не менее 45% по длине не менее 60%
8	- " -	по высоте не менее 30% по длине не менее 40%
9	- " -	по высоте не менее 20% по длине не менее 25%

4.4. Определение характера сопряжения зубчатого колеса

Характер сопряжения зубчатых колес (А, В, С, D, Е, Н) в зацеплении определяется величиной гарантированного бокового зазора j_n^{min} (см. рис. 2, 15,16).

С целью уменьшения толщины зуба относительно её номинального значения и создания, таким образом, бокового зазора исходный контур (зуборезный инструмент) смещают от его номинального положения в сторону оси вращения колеса. Для каждого вида сопряжения предусматриваются (см.рис. 22) наименьшее дополнительное смещение исходного контура (E_{Hs}) и допуск на величину этого смещения (T_H).

Для обеспечения определенного характера сопряжения необходимо, чтобы дополнительное смещение исходного контура (E_{Hr}) было не менее предписанного наименьшего (E_{Hs}) и не более суммы ($E_{Hs} + T_H$), т.е.

$$E_{Hs} \leq E_{Hr} \leq E_{Hs} + T_H$$

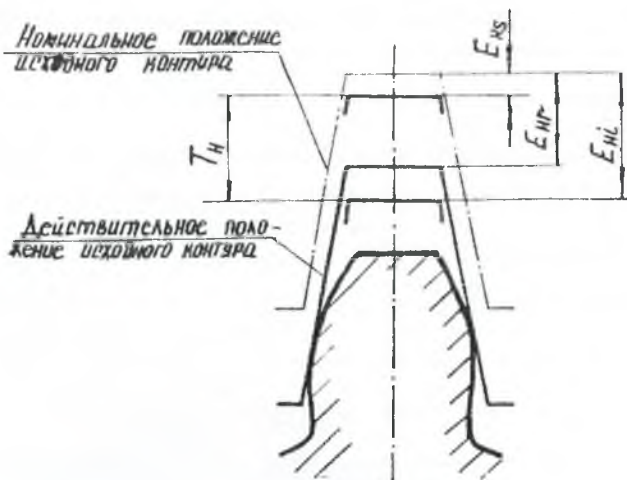


Рис. 22. Схема смещения исходного контура: E_{Ns} – наименьшее дополнительное смещение исходного контура (верхнее отклонение); T_H – допуск на смещение исходного контура; E_{Ni} – наибольшее дополнительное смещение исходного контура (нижнее отклонение); E_{Nr} – действительное дополнительное смещение исходного контура.

Величина смещения исходного контура определяется с помощью тангенциального зубомера (см. рис. 23).

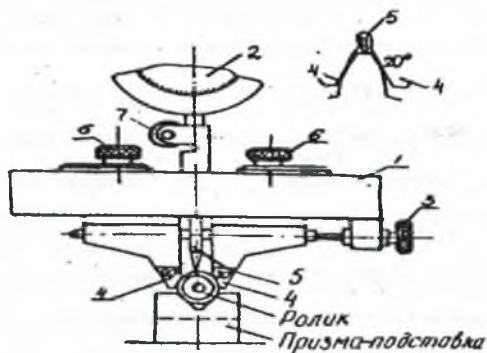


Рис. 23. Настройка тангенциального зубомера и измерение: 1 – корпус зубомера; 2 – индикатор часового типа; 3 – винт для перемещения измерительных губок зубомера; 4 – измерительные губки зубомера; 5 – измерительный стержень индикатора; 6 – гайки для закрепления измерительных губок; 7 – винт для закрепления индикатора; $\alpha_d = 20^\circ$ – угол зацепления.

Перед измерением зубомер настраивается на номинальное положение исходного контура по специальному установочному ролику, диаметр которого зависит от значения модуля контролируемого колеса. Установочный ролик кладут на призму-подставку и с помощью винта 3 прибор настраивают так, чтобы измерительные губки 4 примерно серединами своих рабочих поверхностей касались ролика. В этом положении губки закрепляются гайками 6. Далее в отверстие корпуса 1 вставляется индикатор 2, снабженный удлиненным измерительным стержнем 5. После того как стержень коснется ролика и большая стрелка сделает 1,5 – 2 оборота, индикатор закрепляется винтом 7 и поворотом шкалы устанавливается на ноль. После настройки зубомер устанавливается на зуб контролируемого колеса и, покачивая его вправо и влево, определяют максимальное отклонение стрелки индикатора. Величина этого отклонения и будет величиной дополнительного смещения исходного контура (E_{Hr}) от его номинального положения при условии, что окружность выступов не имеет радиального биения и её диаметр выполнен точно по номинальному размеру. Однако, так как радиальное биение окружности выступов зубьев, которая является базой, и погрешность её диаметра вносят соответствующие ошибки в показания зубомера, то эти ошибки должны быть учтены.

Действительная величина дополнительного смещения исходного контура может быть вычислена по формуле

$$E_{Hr} = E_{Hr\text{изм.}} - \frac{\Delta De}{2} - e_z,$$

где $E_{Hr\text{изм.}}$ – измеренная величина дополнительного смещения исходного контура; ΔDe – отклонение действительного диаметра окружности выступов зубьев колеса от его номинального размера;

$\Delta De = Ded - De$; Ded – диаметр зубчатого колеса, полученный измерением микрометром; $De = m(z + 2)$; e_z – радиальное смещение окружности выступов для измеряемого зуба.

На практике можно считать, что радиальное смещение окружностей выступов у диаметрально противоположных зубьев равны по абсолютной величине и противоположны по знаку, поэтому величину e_z определяют следующим образом. В центры биенимера устанавливают оправку с контролируемым колесом. Измерительный стержень индикатора ставят на окружность выступов зубьев (желательно с наибольшим радиальным смещением), шкала индикатора устанавливается на ноль. Далее зубчатое колесо поворачивают на 180° и определяют показания индикатора на диаметрально противоположном зубе. В этом положении шкалу индикатора поворачивают так, чтобы стрелка показала половину зафиксированного отклонения. Это и есть действительное смещение зуба. После такой настройки индикатор при постановке измерительного стержня на любой зуб будет сразу показывать радиальное смещение e_z этого зуба.

Результаты измерений E_{Hr} изм., ΔDe и e_z по всей окружности колеса регистрируются в протоколе.

Из всех полученных значений E_{Hr} изм. выбирают минимальное и максимальное и по ним рассчитывают E_{Hr}^{min} и E_{Hr}^{max} , учитывая величину e_z соответствующих зубьев и величину ΔDe . Для степени точности, которая была найдена по нормам плавности работы, по таблице 7 устанавливают вид сопряжения. При этом необходимо для данной степени точности найти такой вид сопряжения, для которого $E_{Hs} \leq E_{Hr}^{min}$.

Таблица 7

Нормы бокового зазора (показатель $E_{H\alpha}$, мкм).

Вид сопряжения	Степень точности по пормам плавности	Делительный диаметр, мм	
		Св. 80 до 125	Св. 125 до 180
<i>H</i>	3–6	14	16
	7	15	18
<i>E</i>	3–6	35	40
	7	40	45
<i>D</i>	3–6	55	63
	7	60	70
	8	65	75
<i>C</i>	3–6	85	100
	7	95	110
	8	105	120
	9	110	130
<i>B</i>	3–6	140	160
	7	150	170
	8	170	190
	9	180	200
	10	200	220
<i>A</i>	3–6	220	250
	7	240	280
	8	260	300
	9	280	320
	10	300	340
	11	320	380
	12	360	420

Вид допуска на боковой зазор определяют по таблице 8 в зависимости от величины допуска на радиальное биения зубчатого венца F_r , определенного по таблице 4, при этом

$$T_H \geq E_{Hr}^{\max} - E_{Hr}^{\min},$$

где: T_H – допуск на величину смещения исходного контура; E_{Hr}^{\max} и E_{Hr}^{\min} – соответственно максимальное и минимальное значения действительной величины дополнительного смещения исходного контура.

Нормы бокового зазора (T_{II} – допуск на смещение исходного контура, мкм)

Вид сопряжения	Вид допуска бокового	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм*								
		Св.	Св.	Св.	Св.	Св.	Св.	Св.	Св.	Св.
		20	25	32	40	50	60	80	100	125
		до	до	до	до	до	до	до	до	до
		25	32	40	50	60	80	100	125	160
H, E	h	45	55	60	70	80	110	120	160	200
D	d	60	70	80	90	100	140	160	200	250
C	c	80	90	100	120	140	180	200	250	300
B	b	90	100	120	140	180	200	250	300	400
A	a	110	140	160	180	200	250	300	350	450
–	x	140	160	180	220	250	300	350	450	550
–	y	180	200	250	280	350	400	500	600	700
–	z	220	250	300	350	400	500	600	700	900

* Величина F_r устанавливается в соответствии с нормой кинематической точности по таблице 4.

Пример. При контроле зубчатого колеса с делительным диаметром $d_e = 100$ мм было получено: $F_{rr} = 41$ мкм; $F_{vWr} = 16$ мкм; $|f_{pb}^{max}| = +20$ мкм; $f_f = 13$ мкм; суммарное пятно контакта по высоте – 46%; по длине – 55%; $E_{Hr}^{min} = 110$ мкм; $E_{Hr}^{max} = 190$ мкм. Необходимо определить нормы точности, вид сопряжения и вид допуска бокового зазора данного колеса.

По таблице 4 находим такую степень точности, для которой $F_r \geq F_{rr}$, это будет 7-я степень, т.е.

$$F_r = 42 \text{ мкм} \geq F_{rr} = 41 \text{ мкм};$$

и степень точности, для которой $F_{vW} \geq F_{vWr}$, это будет 6-я степень, т.е.

$$F_{vW} = 17 \text{ мкм} \geq F_{vWr} = 16 \text{ мкм};$$

выбирается более грубая степень – 7-я степень кинематической точности.

По таблице 5 устанавливается норма плавности работы зубчатого колеса. По показателю f_{pb} (погрешность шага по основной окружности) это будет 8-я степень, т.е.

$$f_{pb} = \pm 24 \text{ мкм} \geq |f_{pb}^{max}| = +20 \text{ мкм};$$

а по показателю f_f (погрешность эвольвентного профиля) – 7-я степень, т.е.

$$f_f = 14 \text{ мкм} \geq f_{fr} = 13 \text{ мкм};$$

выбирается более грубая степень – **8-я степень** точности по нормам плавности работы.

По таблице 6 определяем, что норма контакта зубьев соответствует **8-й степени**.

Далее определяется вид сопряжения и вид допуска на смещение исходного контура.

По таблице 7 находим, что при 8-й степени точности по нормам плавности наименьшему смещению исходного контура $E_{Hr}^{min} = 110 \text{ мкм}$ соответствует вид сопряжения «С», а из таблицы 8 определяем, что разность между наибольшим и наименьшим смещениями исходного контура

$$E_{Hr}^{max} - E_{Hr}^{min} = 190 \text{ мкм} - 110 \text{ мкм} = 80 \text{ мкм}$$

меньше допуска $s = 120 \text{ мкм}$ при допуске $F_r = 42 \text{ мкм}$ на радиальное биение зубчатого венца по 7-й степени кинематической точности, т.е.

$$T_H > E_{Hr}^{max} - E_{Hr}^{min}.$$

Таким образом, после всех измерений установлено, что колесо, параметры которого приведены в примере, соответствует нормам

$$7 - 8 - 8 \text{ Сс ГОСТ 1643-81}.$$

Библиографический список

1. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1990.
2. Допуски и посадки: Справочник / Под ред. В.Д.Мягкова. Л.: Машиностроение, 1978.
3. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.....	3
2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	4
3. ПОКАЗАТЕЛИ ТОЧНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ	8
3.1. Норма кинематической точности	9
3.2. Норма плавности работы зубчатого колеса	14
3.3. Норма контакта зубчатых колес	19
3.4. Виды сопряжения	20
3.5. Классы точности зубчатых передач	23
4. ИЗМЕРЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА	24
4.1. Определение кинематической точности зубчатого колеса	24
4.2. Определение степени точности по нормам плавности зубчатого колеса	27
4.3. Определение степени точности по нормам контакта зубьев зубчатого колеса	31
4.4. Определение характера сопряжения зубчатого колеса	33
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	39

Учебное издание

КОНТРОЛЬ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Методические указания к лабораторной работе

Составители: *Попов И.Г., Шабалин Ю.А.*

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королева.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.