

Шибель Адальберт

**Зубчатые колеса с
непрямыми зубцами**

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 82-3
ББК 84
А28

А28 **Адальберт Ш.**
Зубчатые колеса с непрямыми зубцами / Шибель Адальберт – М.: Книга
по Требованию, 2025. – 145 с.

ISBN 978-5-521-31096-8

ISBN 978-5-521-31096-8

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2025

© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2025

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первозданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.



Серия Книжный Ренессанс

www.samizday.ru/reprint

ZAHNRÄDER

ZWEITER TEIL

RÄDER MIT SCHRÄGEN ZÄHNEN

(RÄDER MIT SCHRAUBENZÄHNEN UND SCHNECKENGETRIEBE)

Von

Dr. A. SCHIEBEL

o. ö. Professor der deutschen technischen Hochschule zu Prag

BERLIN

Verlag von Julius Springer

1 9 2 3

От Издательства.

Во время печатания настоящей книги издательством было получено сведение о выходе в Германии нового, третьего, посмертного издания книги Шибеля, переработанного Кёнигером. Выпуская перевод, сделанный со второго издания издательством тем не менее приняты все меры к скорейшему получению в редакцию нового немецкого издания с тем, чтобы при первом же переиздании перевода учесть все изменения и дополнения, внесенные в посмертное издание. Однако, судя по имеющемуся в редакции оглавлению, дополнений сделано немного и работа редактора свелась главным образом к перегруппировке материала. Именно, книга Шибеля о шестернях с непрямыми зубцами разбита им теперь на две части: первая посвящена цилиндрическим и коническим зубчатым колесам с непрямыми зубцами, а вторая — винтовым передачам, понимаемым в самом общем виде, т. е. червячным передачам, гиперболическим и винтовым шестерням.

Указанная причина главным образом и заставила издательство не задерживать выхода в свет классической книги о зубчатых колесах с непрямыми зубцами, потребность в которой назрела уже давно, так как в этом виде она сможет оказаться очень полезной.

Предисловие к первому немецкому изданию.

Собирательное название „Шестерни с непрямыми зубцами“ объединяет цилиндрические и конические колеса со спиральными зубцами, а также передачи для перекрещивающихся осей. У всех этих разновидностей зубчатых колес характерным является профиль зуба в так называемом нормальном сечении, т. е. в сечении зуба плоскостью, перпендикулярной его направлению. В нормальном сечении зубец должен иметь обычные размеры, а также (исключая впрочем червячные передачи) и обычный профиль, принятый для зубцов цилиндрических шестерен. Это требование вытекает из условий обработки, потому что гораздо удобнее пользоваться во всех случаях режущим инструментом, который применяется для нарезания прямых зубцов.

Необходимость иметь, с одной стороны, возможно простой режущий инструмент, а с другой стороны, возможно простые рабочие движения у зуборезных станков, приводит к тому, что некоторые виды зубчатых колес можно нарезать лишь приближенно. Однако для спиральных зубцов это вполне допустимо, тем более, что плавность хода передачи от этого несколько не страдает. Причина заключается в том, что у спиральных зубцов зацепление происходит все время, хотя и на небольшом участке профиля, но выполненном вполне правильно, причем эти участки по мере вращения шестерни последовательно вступают в работу. Поэтому у спиральных шестерен не может получиться такой большой неравномерности хода, как у шестерен с прямыми зубцами, у которых, вследствие участия в работе больших участков профиля, в зацепление вступают и неправильно выполненные участки. Для того чтобы использовать указанное преимущество спиральных зубцов, необходимо позаботиться, чтобы кривизна профиля у делительной окружности, а также положение касательной к профилю в этой точке имели правильную величину и положение. Кроме того необходимо еще следить за тем, чтобы остальные участки профиля несколько отходили от теоретически правильной формы в тело зуба, т. е. чтобы эти неточные участки были выключены из зацепления. При очень большом приближении можно кроме того еще рассчитывать, что по мере приработки передачи соприкосновение зубцов будет увеличиваться.

В качестве замены истинного зацепления в нормальном сечении особенно пригодно эвольвентное зацепление, так как линия зацепления дает возможность очень просто определить у него положение касательной и радиус кривизны. Что же касается циклоидального зацепления, то оно не имеет кривизны у делительной окружности, а потому совершенно не пригодно в качестве заменяющего.

Указанное свойство эвольвентного зацепления делает его особенно пригодным для всех типов зубчатых колес. Фактически же на станках нарезаются исключительно эвольвентные зубцы. Практически самым важным недостатком циклоидальных зубцов является то, что головки и ножки у них очерчены различными кривыми. Поэтому в отношении простоты обработки они уступают эвольвентным зубцам, которые очерчены единой кривой. Кроме того эвольвентные зубцы имеют одинаково благоприятные условия зацепления. Правда при малых числах зубцов необходимо при-

нимать меры против подрезания у них ножек, обстоятельство, которому на практике к сожалению не всегда уделяется достаточно внимания. Если не делать подрезания, то зубцы начинают работать кромками, что неблагоприятно отражается на плавности хода. При подрезании область зацепления значительно уменьшается. Поэтому не остается ничего другого, как совершенно отказаться от всякого подрезания, что можно проще всего достичь неравным распределением высот зубцов.

Вследствие исключительной важности червячных передач, им посвящен очень большой отдел книги. Необходимо было дать точный способ нахождения геометрических условий их зацепления, потому что никакой другой способ не дает достаточных данных для определения рациональных размеров деталей передачи. Исследование существенно упрощается, если находить точки зацепления не в продольных сечениях червяка, как это обычно до сих пор делалось, а в поперечных. В последних плоскостях, пользуясь уравнениями зацепления, можно очень наглядным графическим способом, который сводится к проведению небольшого числа линий, построить серию линий зацепления, дающих в своей совокупности поверхность зацепления червячной передачи. Этот способ имеет еще то преимущество, что при нем нет надобности вдаваться во взаимную связь отдельных обстоятельств зацеплений. Построенная серия линий зацепления дает кроме того еще возможность выяснить все остальные детали зацепления. Последние построения производятся без всяких затруднений, так как исследование не выходит из связанных между собой проекций на три взаимно-перпендикулярные плоскости и приходится только применять законы зацепления цилиндрических шестерен.

Огромное значение для червячных передач с небольшим числом зубцов и большим шагом имеет выяснение тех обстоятельств, которые оказывают отрицательное влияние на условия зацепления. Эти обстоятельства и последствия их влияния точно исследованы и даны определенные указания, как найти границы того участка поверхности зацепления, который может быть использован, и те потери в этом поле зацепления, которые происходят вследствие подрезания зубцов.

Результаты этих общих исследований использованы в гл. XVI, раздел С в качестве основы для правильного определения размеров передач. В этой главе указан путь, которым следует идти при проектировании червячной передачи, чтобы получить наиболее рациональные условия ее работы, не производя подробных исследований ее зацепления.

Детальное знакомство с условиями зацепления необходимо также и для правильной обработки деталей передачи. Во избежание неудач необходимо знать, как влияют число зубцов, передаточное число и шаг червяка на форму зубца шестерни. На качество обработки влияют еще способ нарезания и конструкция фрезы. При этом немалое значение имеют и некоторые мелочи обработки, мало известные на практике, несмотря на то, что, учитывая их, можно достичь значительно лучших результатов работы. Поэтому отдел, посвященный обработке червячных передач, составляет важное дополнение к тем исследованиям, на которых основывается правильное проектирование червячных передач.

От подробного исследования глобоидальной червячной передачи пришлось отказаться, так как оно несколько сложно. Однако и приближенных способов определений условий ее зацепления совершенно достаточно, чтобы выяснить существенные недостатки конструкции этого вида передач.

Значительно выиграла книга от помещения в ней чертежей выполненных передач, за любезное предоставление которых автор выражает свою благодарность указанным в тексте фирм

Прага,
Ноябрь 1913 г.

А. Шибель.

Предисловие ко второму немецкому изданию.

В новом издании дано более подробное и полное описание некоторых важных деталей зубчатых передач, а также приведены последние новости в области конструирования и обработки зубчатых колес. Громадный подъем, замечаемый в этой области, в связи с успешной постройкой передач большой мощности для понижения числа оборотов вала паровых турбин, нашел однако незначительное отражение в новом издании книги, потому что конструктивные и опытные данные о новых зубчатых передачах еще не выработались настолько, чтобы можно было их опубликовать.

В основу изложения способа исправления зацепления спиральных зубцов при малом их числе положена теория, помещенная в 1-й части настоящей книги.¹ К этому необходимо добавить, что Fölmer (Der Betreib, 1919 г.) дал свою так называемую фау-систему исправления зацепления, которая совместно с аналитическим исследованием геометрических условий зацепления проложила путь к более широкому применению исправленных зацеплений.

Полная переработка главы „Определение размеров червячных передач“ первого издания, вызвана стремлением привести к единообразию величины, определяющие размеры передач. Если за данную величину принять модуль цилиндрических шестерен, то это даст возможность существенно сократить набор инструментов для обработки червяка и червячной фрезы, тем более, что размер инструментов не находится ни в какой зависимости от числа заходов червяка. Выведенная зависимость между величиной червяка и числом заходов гарантирует не только хорошие условия его выполнения, но и достаточно выгодное зацепление передачи. Простые правила для нахождения контура зубца шестерни и соответствующая ему длина червяка дополняют наконец картину единообразного изготовления передачи. Поэтому при соблюдении всех выведенных соотношений исключается, с одной стороны, возможность получения плохих условий зацепления и неудачной конструкции зубца, а с другой стороны, становится ненужным сложное исследование всех обстоятельств зацепления передачи.

Прага,
Июнь 1922 г.

А. Шибель.

¹ Шибель, Зубчатые колеса. Цилиндрические и конические зубчатые колеса с прямыми зубцами, ГНТИ, 1931 г.

1. Цилиндрические зубчатые колеса со спиральными зубцами.

Переходную форму от прямого зубца к спиральному представляет *ступенчатый зубец*. Для этого прямой зубец делится по ширине на i равных частей, и каждая часть смещается по окружности шестерни на величину $\frac{t}{i}$ (рис. 1). Если кроме того еще несколько сдвинуть крайние участки профиля относительно теоретического внутрь тела зубца (рис. 2), то в случае необработанных зубцов можно гарантировать более плавный ход, чем у шестерен с прямыми зубцами. В то время как прямой зубец вынужден осуществлять зацепление на длине шага t , зацепление одной части ступенчатого зубца происходит только на дуге зацепления $\frac{t}{i}$. На таком небольшом участке зацепления могут проявиться лишь самые незначительные неравномерности хода.

В настоящее время отказались от выполнения шестерен со ступенчатыми зубцами, так как их преимущества в значительной степени более сильной степени сказываются у спиральных зубцов. Тем не менее цилиндрические шестерни с двумя зубчатыми венцами, смещенными один относительно другого на половину шага, продолжают еще выполнять. Для возможности нарезания таких шестерен следует оставлять между обоими венцами достаточно широкий промежуток.

Спиральный зубец образуется скручиванием зубца вдоль ширины обода шестерни. Однако образование формы спирального зубца лучше всего выводить из зацепления его с зубчатой рейкой, что дает не только более простое представление об его форме, но также и способ наиболее простой обработки.

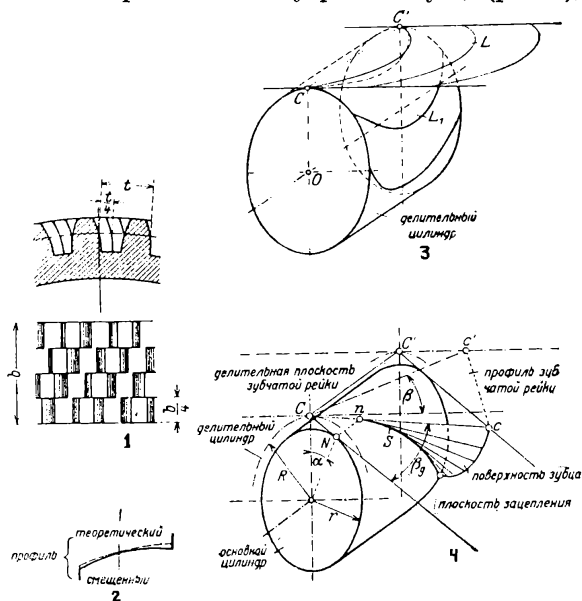


Рис. 1 — ступенчатые зубцы; 3 — расположение зубцов на делительных поверхностях зубчатой рейки и шестерни; 4 — образование винтовой поверхности эвольвентного зубца.

В делительной плоскости (рис. 3) ось зубца рейки может быть расположена по любой кривой L , которую в дальнейшем мы будем называть направляющей линией. Навертывание ее на делительный цилиндр дает направляющую линию L_1 спирального зубца шестерни. Таким образом определяются точки зубца на делительных окружностях во всех секущих плоскостях, перпендикулярных оси шестерни. Профили же зубца в различных сечениях определяются при этом по профилям зубцов рейки в соответствующих сечениях. У шестерен с *дугowymi* зубцами за направляющую кривую принимается дуга окружности.

Простейшей и наиболее употребительной направляющей линией является прямая Cc' (рис. 4), составляющая угол $(90^\circ - \beta)$ с направлением CC' прямого зубца. Навертывание ее на делительный цилиндр дает цилиндрическую винтовую линию с постоянным углом подъема β . Указанная направляющая прямая дает одновременно и простейшее направление для движения режущего инструмента.

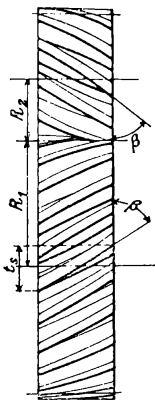


Рис. 5.

Дальнейшее упрощение дает эвольвентная система зацепления, потому что при ней боковые поверхности косых зубцов рейки получают очерченными плоскостями (рис. 8). Перпендикулярно к ним расположена плоскость зацепления зубчатого колеса, составляющая с вертикальной плоскостью, проходящей через ось шестерни, угол $(90^\circ - \alpha)$. Плоскость зацепления касается основного цилиндра по прямой Nn (рис. 4), радиус которого

$$r = R \cos \alpha.$$

Боковая плоскость косого зубца рейки пересекается с плоскостью зацепления по прямой Cs , которую можно рассматривать как образующую винтовой поверхности профиля спирального зубца. При качении плоскости зацепления по основному цилиндру образующая движется по винтовой поверхности профиля зубца, которая является таким образом линейчатой поверхностью, и, постепенно наворачиваясь на поверхность основного цилиндра, образует на ней винтовую линию с углом подъема β_g , служащую линией S ножи зубца.

Между углами подъемов β и β_g на делительном и основном цилиндрах и углом зацепления имеется следующее соотношение:

$$\operatorname{tg} \beta_g = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \alpha}. \quad (1)$$

У двух сцепляющихся шестерен со спиральными зубцами они расположены: у одной по правой винтовой линии, а у другой — по левой (рис. 5). Величина, на которую одна торцовая плоскость шестерни повернута относительно другой, измеряется по дуге делительной окружности, обозначается через t_s и называется *величиной смещения* спирального зубца. Если через b обозначать ширину обода шестерни, то очевидно:

$$t_s = b \operatorname{ctg} \beta.$$

У спиральных зубцов процесс зацепления такой же, как и у прямых. Единственное различие состоит в том, что совместная работа двух сопряженных зубцов, определяемая продолжительностью зацепления профилей ϵ_p , при спиральных зубцах увеличивается вследствие смещения зубца на величину t_s . Благодаря этому *продолжительность зацепления* спирального зубца:

$$\epsilon = \epsilon_p + \epsilon_s = \epsilon_p + \frac{b}{t} \operatorname{ctg} \beta. \quad (2)$$

Зацепление начинается в точке A сечения, расположенного впереди по направлению вращения, переходит в соприкосновение по линиям $1, 2, 3, \dots$, которые постепенно удлиняются во всю ширину обода, а затем постепенно суживаются, чтобы закончиться в точке E (рис. 6).

При эвольвентном зацеплении соприкосновение происходит по прямым линиям, которые для большей наглядности процесса зацепления на рис. 6 нанесены как в области, в которой происходит зацепление, так и на боковых поверхностях двух сопряженных зубцов.

Благодаря тому, что нагрузка на зубец возрастает постепенно, вместе с увеличением длины линии соприкосновения, а также вследствие смещения зубца увеличивается продолжительность зацепления, и шестерни со спиральными зубцами имеют гораздо более спокойный ход, чем шестерни с прямыми зубцами при прочих равных условиях. При необработанных зубцах, как указывалось выше, рекомендуется профиль вершины зубца слегка смещать относительно теоретического профиля, чтобы избежать зацепления вершин зубцов. Неправильности в профилировании и неравенство шагов, а также некоторый прогиб зубцов вызывают у спиральных зубцов значительно меньшие толчки при переходе зацепления с одного зубца на другой, чем у прямых зубцов. Если смещение спирального зубца больше шага, то зацепление, при условии достаточного смещения вершин, происходит только в центральной точке, благодаря чему исчезает всякое трение зубцов. Однако подобное выполнение зубцов без трения не пригодно для передачи больших усилий, потому что давление в точке соприкосновения обеих поверхностей зубцов достигает слишком больших величин.

Вследствие наклонного расположения зубцов, при передаче окружного усилия P возникает нормальное усилие, направленное перпендикулярно зубцу (рис. 7):

$$P_n = \frac{P}{\sin \beta}.$$

Повышенному нормальному давлению соответствует и повышенная сила трения. При прямых зубцах относительная потеря на трение в зубцах:

$$\mathfrak{B} = \mu \pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \frac{e_p}{2},$$

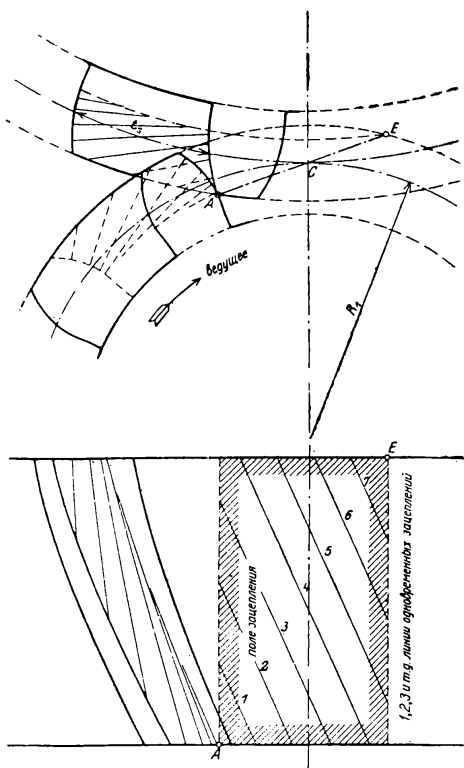


Рис. 6. Процесс зацепления спирального зубца.

а при спиральных — в $\frac{1}{\sin \beta}$ раз больше, т. е.

$$\mathfrak{A} = \frac{\mu\pi}{\sin \beta} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \frac{e p}{2},$$

но вследствие наклонного направления нормального давления P_n возникает усилие, направленное вдоль оси шестерни:

$$P_a = P \operatorname{ctg} \beta,$$

которое приходится воспринять на подшипник, что в свою очередь ведет к добавочным потерям на трение. Этот недостаток не позволяет делать

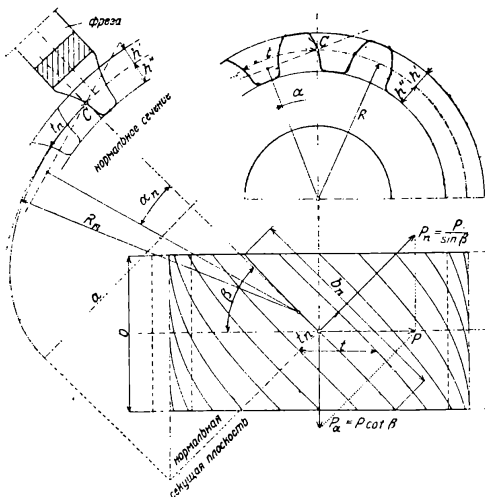


Рис. 7. Построение профиля спирального зубца.

у шестерен зубцы с большими наклонами спиралей. Обычно величина угла, образуемого спиралью с осью шестерни, лежит в пределах от 10 до 30°, что соответствует углу подъема β спирали в пределах от 80 до 60°. Большие наклоны спирали, т. е. до 45° и даже больше, допустимы только у шестерен с двойным зубчатым венцом, так как они не имеют одностороннего осевого давления.

Плоскость, параллельная торцу шестерни, рассекает спиральный зубец по косому направлению. Под поперечным же профилем зубца подразумевают профиль, получающийся в сечении его плоскостью, расположенной нормально к винтовой линии зубца на делительном цилиндре (рис. 7). Последняя

плоскость пересекает делительный цилиндр по эллипсу, большая ось которого $a = \frac{R}{\sin \beta}$, а малая $b = R$. Радиус кривизны дуги эллипса в точке C:

$$R_n = \frac{a^2}{b} = \frac{R}{\sin^2 \beta}. \quad (3)$$

Соответствующую этому радиусу окружность можно приблизительно принять за делительную окружность нормального сечения.

Шаг зубцов в нормальном сечении t_n , который в отличие от *окружного шага* t принято называть *нормальным шагом*:

$$t_n = t \sin \beta. \quad (4)$$

Таким образом шестерню со спиральными зубцами, элементы которых t , z и β , в нормальном сечении можно приближенно заменить шестерней с прямыми зубцами (элемент которой t_n):

$$z_n = \frac{2 R_n \pi}{t_n} = \frac{z}{\sin^2 \beta}. \quad (5)$$

Это обстоятельство дает возможность применять тот же самый режущий инструмент, которым нарезают и прямые зубцы. При этом нужно