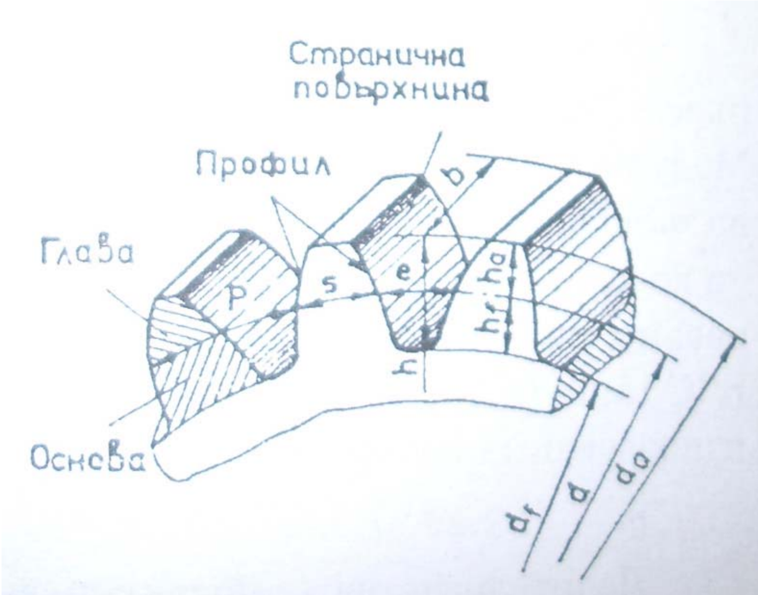
7.2. Геометрия и кинематика на цилиндрични зъбни предавки.

Всички понятия и параметри, които се отнасят до геометрията и кинематиката на зъбните предавки са стандартизирани. Прието е за улеснение малкото зъбно колело да има параметри с индекс 1, голямото с 2, n-за нормално сечение, t - за челно сечение*, w-за начална окръжност, a - за върховата окръжност и главата на зъбите, f – за петовата окръжност и петата на зъбите. Параметрите, които се отнасят за делителната окръжност са без индекс.



Фиг.7.5. Геометрични елементи на цилиндрично зъбно колело с

Цилиндричните зъбни колела с прави зъби са нарязани върху цилиндрична повърхнина (външна или вътрешна) на заготовката и направлението им е успоредно на оста на колелото. Те представляват издатъци (конзолно закрепени към колилото), а пространството между съседните зъби се нарича междузъбие (фиг. 7.5). Повърхнината, която отделя зъба от междузъбието се нарича странична повърхнина (работен профил). Ако се пресече страничната повърхнина на зъба с равнина, перпендикулярна на геометричната ос на колелото се получава крива, наречена *профил на зъба.*

При задружна работа на две зъбни колела с прави зъби кинематичните и геометричните параметри са еднакви във всички челни сечения и това позволява зацепването да се разглежда като равнинно.

Основни геометрични зависимости.

делителна окръжност с диаметър d на едно цилиндрично зъбно колело с брой на зъбите z се нарича мислена окръжност, по която дебелината на зъба s_t е равна на широчината на междузъбието e_t. Делителната окръжност е основна производствена и измерителна величина за дадено зъбно колело (при определени модул -m и брой на зъбите –z) и диаметърът и е постоянна величина.

основната окръжност с диаметър d_b – окръжността, която служи като изходна база за геометрично построяване на кривата на профила на зъба - с център O_1 и O_2, по която се търкаля без плъзгане линията на зацепване NN, за да опише полюсът C работна част на профила на зъба / виж фиг. 7.6/.

$$d_b = d\cos\alpha \tag{7.1}$$

Челна (окръжна) стъпка P_t – това е разстоянието, измерено по делителната окръжност между два съседни едноименни профили, ако е измерена по основната окръжност /с радиус r_b /– *основна стъпка* P_b /виж фиг. 7.6/.

$$P_b = P_t\cos\alpha \tag{7.2}$$

Челен (окръжен) модул $m_t = \dfrac{P_t}{\pi}$. Въвежда се за да се избегне работа с ирационални числа и е основен параметър, чрез който се изразяват всички геометрични елементи на зъбната предавка.

диаметър на делителната окръжност - определя се от равенството

---

* В случаите, когато е ясно, че се разглеждат прави зъби, за простота индексът t при m и P може да се изпуска.

$$\pi d = zP_t \qquad (7.3)$$

z – брой на зъбите на зъбното колело,
откъдето

$$d = \frac{P_t}{\pi} z = mz \qquad (7.4)$$

Отношението $\dfrac{P_t}{\pi}$ =m се нарича модул. Стъпката и модулът се измерват в *mm*.

Модулът се явява като мащабен фактор и има важно значение при изработването, контрола и изчислението на зъбните колела. Чрез него се изразяват всички геометрични размери на зъбните колела. Модулите са стандартизирани по БДС1528 и ISO54-1977. Стойностите на най-често използваните модули са:

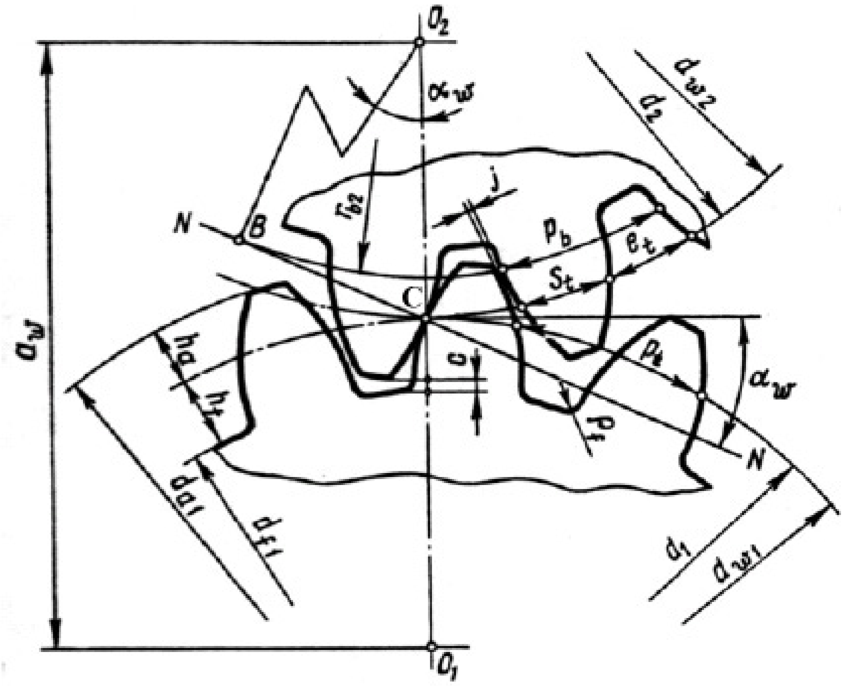
m =1;1,25;1,5;2;2,5;3;4;5;68;10;12;16;20 и т.н. *(mm).*

глава и пета на зъба / фиг 7.6/.

Когато се изхожда от делителната окръжност те се наричат делителни глава и пета на зъба.

При липса на корекции и модификации височината /отклонение от нормалната настройка при зъбонарязването или профила на зъбонарезния инструмент/ h_a на делителната глава на зъба е $h_a = m_t$ (7.5)

височината на делителната пета на зъба е



Фиг.7.6. Основни геометрични параметри на зъбното зацепване

$$h_f = 1{,}25m_t \qquad (7.6)$$

височината на зъба h

$$h = h_a + h_f = m_t + 1.25m_t = 2{,}25m_t \qquad (7.7)$$

диаметърът на върховата окръжност d_a

$$d_a = d + 2h_a = m_t.z + 2m_t = (z+2)m_t \qquad (7.8)$$

диаметърът на петовата окръжност d_f

$$d_f = d - 2h_f = m_t - 2.1.25m_t = (z-2.5)m_t \qquad (7.9)$$

радиална хлабина - c = 0,25 m_t – разстоянието между върховата окръжност на едното колело и петовата окръжност на другото колело.

дебелина на зъба ”S_t“

$$s_t \le \frac{p_t}{2} = \frac{\pi.m_t}{2} \qquad (7.10)$$

широчина на междузъбието e_t

$$e_t \geq \frac{p_t}{2} = \frac{\pi . m_t}{2} \tag{7.11}$$

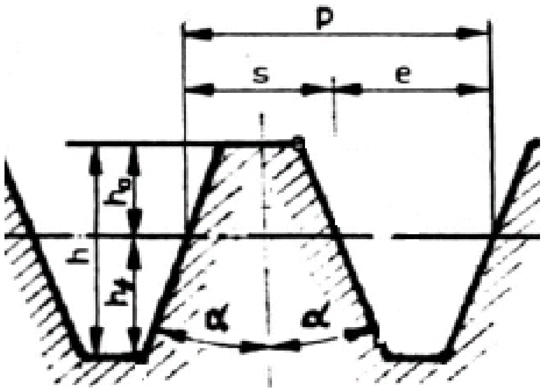
окръжна странична хлабина

$$j_t = p_t - (s_t + e_t) \tag{7.12}$$

тази хлабина е необходима, тъй като неточно междуосово разстояние и др. съществува опасност от заклинване.

Профилен ъгъл α по делителната окръжност – равен на профилния ъгъл на зъбонарязващия инструмент. Съгласно ISO 53-1974 и БДС 1526-78 - $\alpha = 20^0$.

междуосово разстояние - a_w /фиг. 7.6/ – разстоянието между осите на въртене на двете колела по междуосовата линия. Когато колелата се търкалят без плъзгане по делителните си окръжности това разстояние се означава като делително междуосово разстояние - a



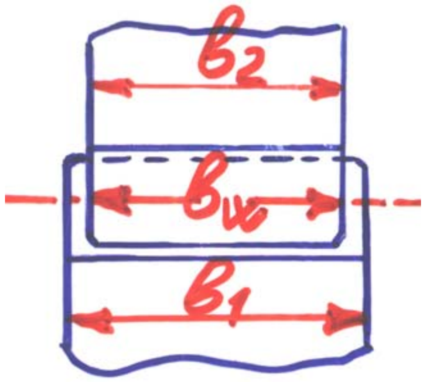
Фиг.7.7. Контур на режещата част на стандартен зъбо-нарязващ гребен

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m\frac{Z_1 + Z_2}{2} \tag{7.13}$$

Широчина на зъбния венец на колелата се означава с b /фиг.7.8/, а работната широчина- с b_w .

Начални окръжности /с диаметър d_w/ - са окръжностите, които минават през полюса на зацепването C, имат центрове O_1 и O_2 и се търкалят без плъзгане при въртенето на зъбните колела /фиг. 7.6/.

при некоригирани зъбни предавки началните окръжности съвпадат с делителните окръжности. Следователно началните окръжности характеризират относителното движение на колелата, докато делителната окръжност е база за геометрично измерване параметрите на едно зъбно колело.

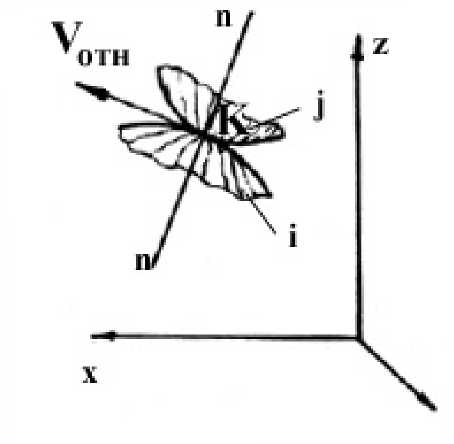


Фиг. 7.8

Основен закон на зъбното зацепване

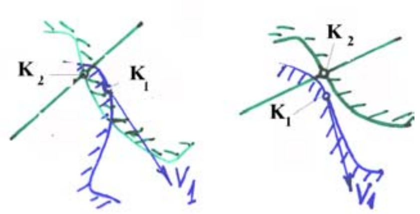
Предаването на движението от едното на другото колело се осъществява чрез линеен контакт на страничните / работните / повърхнини. Следователно формата на контактните повърхнини и законът на движение на задвижващото звено определят закона на движение на задвижваното звено. Тъй като законът на движение на задвижващото звено трябва да бъде известен (зададен), следва, че при синтез на този вид механизми е необходимо да се определи подходяща комбинация от профили на контурната двоица, които да възпроизведат необходимия закон на движение. Профилите са наричат с п р е г н а т и п о в ъ р х н и н и .

Изборът на подходяща комбинация от спрегнати повърхнини не става произволно, а се подчинява на някаква закономерност. Тя може да се определи, ако се изследва относителното движение на две звена i и j, чийто изпъкнали повърхнини се допират в точка *K* .



Фиг. 7.9. Относително движение на две звена с изпъкнали повърхнини

Относителната скорост $V_{отн.}$ лежи в общата допирателна равнина и следователно общата нормала *n-n* към спрегнатите повърхнини в точка *K* е перпендикулярна на скоростта. Основната теорема на зацепването изисква спрегнатите повърхнини да се избират с такава форма, че в която и да е точка на контакт общата им нормала да бъде перпендикулярна на вектора на относителната скорост в тази точка. Ако векторът на скоростта има съставляваща и по общата нормала n-n в зависимост от посоката на тази съставляваща ще настъпи раздалечаване на спрегнатите повърхнини и ликвидиране на контурната двоица или навлизане на едната повърхнина в другата, което при зъбните механизми е невъзможно / фиг.7.10/. Когато елементите на контурната двоица извършват равнинно движение, вместо спрегнати повърхнини те могат да се разглеждат като спрегнати профили, получени от пресичането на спрегнатите повърхнини с равнината на движението им. Когато относителното движение на профилите се осъществява чрез търкаляне без приплъзване, те са центроиди. Когато относителното им движение е търкаляне, придружено с приплъзване, профилите са взаимнообвиващи се. Независимо от това дали профилите, образуващи контурната двоица, са центроиди или взаимно обвиващи се, моментният център при относителното им движение е прието да се нарича полюс на зацепването С. Следователно относителната скорост на контактната точка *K* трябва да бъде перпендикулярна на радиус-вектора, който свързва точка *K* с полюса на зацепването С. Това дава основание основната теорема на зацепването при равнинно движение да се формулира така: два профила са спрегнати, ако общата им нормала в точката на допиране минава винаги през зададения полюс на зацепване.



Фиг. 7.10

Основния закон на сцепването /на база горе казаното/ ще звучи така: Зъбните профили на две задружно работещи колела трябва да бъдат такива криви, че във всеки момент тяхната обща нормала n-n прекарана през т.К /точка на зацепването/ да минава през относителния моментен център на ротация /плюса С/, заемащ неизменно положение между т.O_1 и O_2.

Следователно предавателното отношение на предавката /виж фиг.7.6/

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} \qquad (7.14)$$

Отношението между броя на зъбите Z_2 и Z_1 на голямото и малкото зъбно колело в предавката се нарича предавателно число U. При понижаващи предавки /редуктори/

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} \geq 1 \qquad (7.15)$$

при повишаващи предавки /мултипликатори/

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} \leq 1 \tag{7.16}$$

Докато предавателното отношение i представлява кинематична характеристика на предавката и по правило взема в предвид посоката на предаване на мощност, то предавателното число U не взема в предвид последното обстоятелство и представлява една геометрична характеристика на предавката. От сравнението на двете величини става ясно, че техните абсолютни стойности са или равни или реципрочни.

Като се вземе предвид (7.14) и понеже $r_{w1} + r_{w2} = a_w$ /виж фиг.7.6/ радиусите на началните окръжности се определят при зададени абсолютни стойности на предавателното отношение i и междуосовото разстояние a_w.

$$r_{w1} = a_{w1} \cdot \frac{1}{i_{12} + 1} \quad , \quad r_{w2} = a_w \frac{i_{1.2}}{i_{1.2} + 1} \tag{7.17}$$