

## AVVERTENZE;

questo sunto e relative norme tecniche riguardano il campo degli ingranaggi ed elementi inerenti quali alberini, bussole, giunti, etc.

Infatti, questa è la prima parte; la seconda si trova sul catalogo PRUD'HOMME TRANSMISSIONS di cui siamo i distributori e comprende ingranaggi conici, viti senza fine e ruote a vite senza fine, ingranaggi elicoidali, giunti, ingranaggi sistema diametral pitch, cremagliere.

Per gli ingranaggi speciali, non a catalogo, vogliate inviarci il Vostro disegno. Per un servizio veloce consigliamo il telefax : è 02 964 80 157.

Le tolleranze sono espresse in millesimi di millimetro (micron m.).

Poiché l'argomento di questo sunto è molto vasto ed è frutto di anni di esperienza non vuole né pretende essere né un libro sugli ingranaggi né sostituirsi alle norme: di entrambi sono in commercio ottime pubblicazioni. In bibliografia sono indicate alcune.

Chiediamo la collaborazione di tutti coloro che riterranno utile questa pubblicazione e ringraziamo già segnalazione d'errori, suggerimenti e critiche.

## I. NORMALIZZARE PER RIDURRE I COSTI

L'evoluzione ed il progredire della tecnica hanno portato nel mondo della meccanica il criterio che non è possibile produrre pezzi per ogni risultato dei calcoli di resistenza dei singoli organi che compongono una macchina. Da ciò la necessità di stabilire degli standard o norme per i pezzi che i progettisti possono trovare sul mercato come "pezzo pronto" : si pensi al foro dei cuscinetti a sfera che sono sì reperibili in una vasta gamma tuttavia limitata. Si trovano già "pronti" con foro diametro 5 , diametro 6, ma non con foro da 5,2 1.A questo punto il progettista deve scegliere tra il diametro 5 ed il 6 non per pigrizia o cattiveria dei fabbricanti ma per una ragione molto importante: IL COSTO.

Si pensi al costo di una semplice vite M 10 x 40 passo 1,5 a confronto di una simile di M 10 x 46 passo 1,39.

Il costo delle attrezzature rende molto cara tale produzione a meno che non sia una gran serie.

Nel caso degli ingranaggi le variabili sono tante e combinate tra loro danno luogo a numeri grandissimi. Infatti, per costruire e controllare un ingranaggio è necessario stabilire:

- 1) il profilo (già normalizzato),
- 2) il modulo (non normalizzato),
- 3) il numero dei denti (non standardizzato);
- 4) il diametro del foro o albero (non normalizzato),
- 5) la larghezza della fascia dentata (idem),
- 6) la sagoma (idem)
- 7) il materiale
- 8) le tolleranze della dentatura (già normalizzate);
- 9) le tolleranze dei fori ed alberi (idem);
- 10) il diametro primitivo con la sua tolleranza;
- 11) il sistema di controllo,
- 12) ETC.

Sono elencate 12 variabili "solamente "

A questo punto una razionalizzazione è necessaria allo scopo di garantire un costo ragionevole per beneficio di tutti.

Dato che per viti, cuscinetti, pulegge, punte da trapano, lampadine, valvole, fogli di carta, etc., l'idea con la quale il progettista affronta lo sviluppo di un progetto è che il mercato offre già questi prodotti "pronti per l'uso", si è pensato di iniziare a fornire gli ingranaggi senza che il progettista abbia la noia di progettare "anche" l'ingranaggio.

È nostro intento che si formi l'idea che l'ingranaggio può essere un elemento che si trova sul mercato già pronto per l'uso, e in pratica finito.

Intento perfettamente d' accordo con quanto pubblicato su PROGRAMMARE, rivista che è “ Organo Ufficiale dell'Associazione Italiana Progettisti Industriali di Macchine, Dispositivi e Sistemi” nel numero di novembre /dicembre 1984, nell' articolo di MARIO BAVUTTI con il titolo "LA SCELTA DEI COMPONENTI - Il progettista la fa sempre in modo sufficientemente tecnico da consentire all' acquirente l' acquisto di componenti affidabili ed economici ?".

Certamente questa filosofia limita la possibilità di scelta, tuttavia quando la scelta é tra molti elementi questo vincolo non dovrebbe avvertirsi. Questo non é filosofia ma economia reale, vera.

## 2. MODULI, DIAMETRICAL PITCH E PASSI ADOTTATI

I moduli adottati sono:

METRICI: 0.25 - 0.30 - 0.40 - 0.50 - 0.60 - 0.75 - 1.00

DIAMETRICAL PITCH: 120 - 96 - 80 - 72 - 64 - 48 - 32 - 24

PASSI: 1,00mm;2,00mm;2,54mm( 1/10CP);

## 3. FORI ED ALBERI.

DIAMETRI METRICI: 3 - 4 - 5 - 6 - 8 -

DIAMETRI POLLICE: 1/8 - 3/16 - 1/4 - 3/8

## 4. NUMERO DEI DENTI CODIFICATI

(compatibilmente con sagoma e diametri ) .

18	19	20	21	22	23	24	25	27	28	29	30	32	34	36
38	40	42	44	45	48	49	50	52	54	55	58	60	64	66
68	70	72	75	80	81	85	88	90	95	96	98	100	104	105
108	110	114	120	124	125	127	130	132	135	140	144	150	156	160
169	176	180	188	192	196	200	208	216	220	230	240	248	250	254
260	270	275	280	286	294	300	312	324	340	345	360	372	385	400

## 5. SISTEMI DI PRODUZIONE DEI MICROINGRANAGGI.

La meccanica é quella parte della tecnica dove la fantasia e l'economia consentono modi di produzione diversissimi. Tutto sta nello specificare chiaramente cosa bisogna ottenere. E poi scendere ad onorevoli compromessi....

Grosso modo i procedimenti per ottenere i piccoli ingranaggi sono:

- a) per asportazione di truciolo;
- b) per sinterizzazione ;
- c) per stampaggio di materiale plastico;
- d) per tranciatura;
- e) per trafilatura;
- f) altri .

La tabella n°1 elenca, in modo comparativo, la economia di produzione, la precisione ottenibile, la stabilità dimensionale nel tempo del pezzo finito, il materiale usabile per i procedimenti, il costo della attrezzatura, il costo di produzione per grandi serie, la possibilità di ottenere campionature o prototipi, la affidabilità del sistema di produzione, la possibilità di poter standardizzare la produzione, limiti della sagoma e la teorica reperibilità di prodotti pronti sul mercato.

TABELLA N.1

	ASPORTAZIONE E TRUCIOLO	SINTERIZZAZIONE	PLASTICA STAMPATA	TRANCIATURA	TRAFILATURA
SERIE ECONOMICA	MEDIA E PICCOLA	GRANDE	GRANDE	GRANDE	GRANDE
PRECISIONE	ELEVATA	BUONA	DISCRETA	BUONA	BUONA
STABILITA' NEL TEMPO	ELEVATA	ELEVATA	SCARSA	BUONA	BUONA
MATERIALE	METALLICO E NON	POLVERI	RESINE	METALLO E RESINE	METALLO
COSTO ATTREZZATURE	BASSO	ALTO	ALTO	ALTO	ALTO
COSTO PRODUZIONE	ALTO	BASSO	BASSO	BASSO	BASSO
PROTOTIPI	ADATTO	NON IDONEO	NON IDONEO	NON IDONEO	NON IDONEO
AFFIDABILITA'	OTTIMA	BUONA	SCARSA	BUONA	BUONA
STANDARDIZZAZIONE	IDONEA	NON IDONEA	NON IDONEA	NON IDONEA	IDONEA
LIMITAZIONI SAGOMA	MACCHINE	STAMPO	STAMPO	STAMPO	TRAFILA
REPERIBILITA' SUL MERCATO	BUONA	NULLA	NULLA	NULLA	SCARSA

## 6, MODULO E DIAMETRAL PITCH.

Corrisponde a due modi diversi di vedere la stessa realtà: il modulo esprime un rapporto tra il diametro primitivo ed il numero di denti e cioè indica quanti millimetri di diametro primitivo sono 'assegnati' ad un dente.

Il sistema Diametral Pitch stabilisce invece quanti denti ci sono su un diametro primitivo di riferimento, stabilito in 1 pollice pari a 25,4 mm ).

Come equazione dimensionale si nota che una é l' inversa dell' altra. Sebbene siano concetti inversi non lo sono i numeri che li esprimono perché per il modulo l'unità di misura é il millimetro mentre per Diametral Pitch é il pollice.

Così la designazione DP 32 indica che su un diametro primitivo di 25.4 mm (1") ci sono 32 denti.

Includendo il fattore di conversione tra il sistema metrico e quello a pollice nelle formule allora si può affermare che uno é l'inverso dell'altro.

## 7. NORME

In quarantacinque anni di produzione di ingranaggi speciali abbiamo visto che la terminologia ed i simboli usati per definire un ingranaggio sono molto vasti : alcuni attingono alle norme DIN , alle ISO, altri alle UNI , ed altri alle AGMA . Ma evidentemente queste non bastano : oltre a trovare simboli in cocktails a volte riscontriamo invenzioni di simboli e termini esotici....

Noi suggeriamo di applicare, per quanto applicabili , le norme UNI che rispondono alle raccomandazioni ISO , completandole per necessità con le AGMA, che crediamo più adatte delle DIN in quanto le riteniamo più adatte ai nostri microingranaggi .

Sarebbe cosa assai opportuna che nei dati di disegno vengano sempre indicato le norme scelte.

Le norme UNI applicabili nel nostro caso sono:

4760 p

6587

7880,1 II , III e IV parte,

e si trovano da : U. N. I. , piazza A. Diaz 2 - 20123 - Milano

Le norme A. G. M. A. (American Gears Manufacturers Association) si possono ordinare a:

AGMA,  
STANDARDS DEPARTMENT,  
1500 King Street  
Suite 201  
Alexandria, Virginia 22314 USA

Quelle applicabili al nostro campo sono:

112.04 Terms, Definitions, Symbols, etc.

113.01 Reference Information - Gear Specifications Drawings.

207.05 Tooth Proportions for Fine Pitch, etc.

2 3 1.5 2 Pin Measurement Tables for Involute Gears.

237.01 Information Sheet for Data Gears Accuracy Specifications

114.01 Formats for Fine Pitch Gear Specification Data

390.03 Gear Handbook, vol. I

Le norme DIN sono reperibili presso: FRIEDR. VIWIEG & SOHN, BRAUNSCHWEIG, Germania Federale, e le più usate nel nostro settore sono:

867 Zahnform, etc

3961 - 3962 - 3963 - 3964 Toleranzen für Stirnradverzahnungen nach DIN 867

3970 Lehrzahnrad, etc

3971 Verzahnungen, etc

39-1- Bezugsprofile, etc

58400 - 58412 Bezugsprofile, etc.

## 8. PROFILO DI RIFERIMENTO

Nel nostro catalogo sono usati due profili standard:

- Metrico, che soddisfa le norme che adempiono alla raccomandazione ISO/R 53, e corrispondono alla UNI 6587 - 69 e DIN 867.

- Diametral Pitch, corrispondente alla norma ANSI B6.7- 1967, nota pure come AGMA 207.05 ed ex USAS B6.7.

L'angolo di pressione standard per entrambi è 20 gradi. Angoli di pressione "ausiliari" sono 14 gradi 30 minuti (14,5°) e 25 gradi e sono usati solo per casi particolari in quanto l'angolo di 20° rappresenta un BUON compromesso che soddisfa quasi tutte le esigenze.

L'angolo di 14° 30' impone un numero di denti minimo più elevato ed il gioco dovuto alla variazione dell'interasse è minimo rispetto, a pari condizioni, all'angolo di 25°. Ma con 20° si possono ottenere ingranaggi con un numero di denti più ridotto rispetto sia a 14°30' e 20°.

### 9. RELAZIONI TRA ANGOLO DI PRESSIONE E NUMERO MINIMO DI DENTI PER INGRANAGGI CILINDRICI A DENTI DIRITTI ED ELICOIDALI

In fase di progetto si consiglia vivamente di ricordare che il numero di denti minimo per un ragionevole ingranamento si ottiene dalla formula:

$$Z_m = 2 / \sin^2 \alpha$$

Z<sub>m</sub>- numero denti minimo

ALFA= angolo di pressione

La tavola seguente mostra il numero minimo di denti accettabile in funzione dell'angolo di pressione e dell'angolo dell'elica

Angolo dell'elica	Numero di denti minimo per angolo di pressione		
	14,30°	20°	25°
0	32	18	12
10°	32	17	12
15°	31	17	11
20°	27	15	10
25°	25	14	9
30°	22	12	8
35°	19	10	7
40°	15	9	6
45°	12	7	5

L'esperienza insegna che, per un angolo di pressione di 20°, prendendo come base un ingranaggio con numero minimo di denti più uno, e assegnandogli un grado di difficoltà di realizzazione pari a 10, per realizzarne uno con numero minimo di denti meno 5, il grado di difficoltà AUMENTA di QUATTRO VOLTE, e cioè sale a 40. Mentre per un ingranaggio con numero di denti superiore del 25% rispetto al minimo la difficoltà si riduce del 20% (sempre rispetto al minimo). E questo incide notevolmente sui costi.

Riassumendo : per Z= 19 difficoltà 10  
 Z= 13 difficoltà 40  
 Z= 24 difficoltà 8

Le cause di questa difficoltà sono motivate da : variazioni del profilo di curvatura (varying radius of curvature), difficoltà di rototamento ( sliding) , riduzione del rapporto di contatto o ricoprimento, assottigliamento della radice del dente ( undercutting).

Con queste considerazioni, nel caso di un profilo metrico in cui il dedendum è pari ad una volta il modulo ed il gioco di testa C è pari a 0,25 volte il modulo il numero di denti minimo per la migliore precisione ottenibile ( specialmente nella dentatura per generazione), è ottenuto dalla formula:

$$Z_m = 1 / \text{SEN}^2 \text{ALFA} * (2 + 0.25 / \text{modulo})$$

da dove si osserva:

- l'angolo di pressione incide con il quadrato del seno
- il modulo incide in maniera inversamente proporzionale al suo valore.

Nel caso del profilo a norma USAS (AGMA), la formula diventa:

$$Z_m = ( 2.4 - 0,004 Pd) / \text{SENO}^2 \text{ALFA}$$

Per i moduli adottati i valori ottenuti sono:

M = 0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,75	1,00
Z <sub>m</sub> = 26	25	23	22	21	20	19



METRICI (risultati in mm)		POLLICI (risultati in pollici)
z	NUMERO DI DENTI	N
B	LARGHEZZA DENTATURA	FW
M	MODULO	-
-	DIAMETRAL PITCH	DP
d <sub>e</sub>	DIAMETRO ESTERNO	OD
D	DIAMETRO PRIMITIVO	PD
d <sub>i</sub>	DIAMETRO INTERNO	ID
d <sub>n</sub>	DIAMETRO NUCLEO	DR
α=alfa	ANGOLO DI PRESSIONE	PA
h	ALTEZZA DENTE	WD
h <sub>a</sub>	ADDENDUM	a
h <sub>f</sub>	DEDEMDUM	b
h <sub>u</sub>	ALTEZZA UTILE DENTE	WKD
P	PASSO	P
S	SPESSORE DENTE	t
e	VANO	-
r	RAGGIO	R ; r
c	GIOCO DI TESTA	c
J <sub>t</sub>	GIOCO PRIMITIVO	B
J <sub>n</sub>	GIOCO NORMALE	B <sub>n</sub>
J <sub>r</sub>	GIOCO RADIALE	-
mt	MODULO TRASVERSALE	-
β	ANGOLO ELICA	HA
γ	INCLINAZIONE ELICA	LA
R	ELICA DESTRA	RH
L	ELICA SINISTRA	LH
pz	PASSO ELICA	L
pn	PASSO NORMALE	NCP
pt	PASSO TRASVERSALE	pt
px	PASSO ASSIALE	AP
Σ	ANGOLO FRA ASSI	Σ
Ψ	SEMIANGOLO SPESSORE DENTE	-
η	SEMIANGOLO DI VANO	-
W	SCARTAMENTO	M
a	INTERASSE	CD
F <sub>i</sub>	SALTO RADIALE	TTCT
	FACCIA DI RIFERIMENTO	-
-	SUPERFICI ATTIVE	

Come si può vedere l' uso dei simboli dei due sistemi può generare confusione, per cui è bene attenersi ad un solo sistema.

Nel caso di ingranaggi speciali, fatti a richiesta, si prega di indicare le norme applicate.

**DATI RELATIVI ALL' INGRANAGGIO**

<b>Metrico DIN-UNI-ISO</b>	<b>NOMECLATURA</b>	<b>ANSI B6.7 - 1967</b>
$M = \frac{D}{Z}$	MODULO	$\frac{1}{DP}$
$Z = \frac{D}{M}$	NUMERO DENTI	$N = PD \times DP$
$\alpha$	ANGOLO DI PRESSIONE	PA
$D = M \times Z$	DIAMETRO PRIMITIVO	$PD = \frac{N}{DP}$
$d_e = M \times (Z + 2)$	DIAMETRO ESTERNO	$OD = \frac{(N + 2)}{DP}$
$d_n = M \times (Z - 2,5)$	DIAMETRO NUCLEO	$RD = \frac{(N - 2,4) - 0,004}{DP}$
$a = \left( \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) \times M$	INTERASSE	$C = \left( \frac{N_1 + N_2}{2 DP} \right)$
$J_n = 2 \Delta a \operatorname{tg} \alpha$	GIOCO	$B_n = 2 \Delta C \operatorname{tg} PA$
$p = M \times \pi$	PASSO	$P = \frac{\pi}{DP}$
$s = \frac{p}{2}$	SPESSORE DENTE	$t = \frac{1,5708}{DP}$
$D_b = D \times \cos \alpha$	DIAMETRO BASE	$B_d = PD \times \cos PA$
$E = \frac{\sqrt{R_e^2 - R_b^2} + \sqrt{r_e^2 - r_b^2} - a \operatorname{sen} \alpha}{M \pi \cos \alpha}$	COPRIMENTO (sistema metrico)	
$R_e = \frac{d_e}{2}$ raggio esterno della ruota	$R_b = \frac{D_b}{2}$ raggio base della ruota	
$r_e = \frac{d_e}{2}$ raggi esterno del pignone	$r_b = \frac{D_b}{2}$ raggio base del pignone	
$m_p = \frac{\sqrt{R_o^2 - R_D^2} + \sqrt{r_o^2 - r_b^2} - CD \operatorname{sen} PA}{p \cos PA}$	COPRIMENTO (sistema diametral pitch)	

**COMMENTI ALLE FORMULE.**

a) DIAMETRO DEL NUCLEO (dn o DR) : la formula metrica esposta e approssimata in quanto il gioco sul fondo del dente non è un valore fisso: per la norma UNI 6587 è uguale a 0,25 per modulo, per la DIN 867 varia tra 0,1-0,3 volte il modulo. La formula per il sistema Diametral Pitch è precisa. Se si adotta la formula metrica con il valore 0,25 volte il modulo per tutte , si commette un errore trascurabile: per esempio sia il caso del calcolo del diametro del nucleo di un Ingranaggio sistema Diametral Pitch con N= 108 e Pd 12 o la formula dà:  $(108 - 2,4) / 120 = 0,880 - 0,0040,876''$  (pari a 22,250mm) \_Adottando il valore proposto (0,25M), si ha:

$(108 - 2,5) \times 25,4 / 120 = 22,331\text{mm}$  la differenza é di 0,081 mm, pari al 0,36% del valore considerato.

#### b) GRADO DI RICOPRIMENTO o CONTACT RATIO.

Dall'analisi della formula si deduce che:

- 1) è indipendente dal modulo o Diametral Pitch,
- 2) aumenta con l'aumento del numero dei denti;
- 3) diminuisce con l'aumento dell'angolo di pressione.

Si consiglia che questo valore sia almeno pari ad 1,2, in nessun caso deve essere inferiore ad 1,1.

Un grado di ricoprimento o rapporto di contatto tra 1,2 e 2 indica che l'ingranamento avviene almeno con una coppia di denti ed in un certo momento della rotazione le coppie in presa simultanea sono DUE. Un rapporto tra 2 e 3 indica che l'ingranamento avviene almeno con due coppie di denti e per un certo momento della rotazione le coppie di denti in presa contemporanea sono TRE.

Un grado di ricoprimento così elevato si ottiene nel caso di ingranaggi cilindrici esterni con profilo e disegno speciale.

#### c) INTERASSE

L'interasse, come determinato dalle formule, non concede quel piccolo gioco necessario sia per il velo di lubrificante sia per evitare il bloccaggio per dilatazione termica ed anche per compensare gli errori di dentatura.

Di conseguenza o si aumenta l'interasse oppure si riduce lo spessore del dente. La soluzione più diffusa ma empirica consiste nel ridurre il diametro primitivo di 0,02.

La soluzione più tecnica ed incontestabile é quella di adottare una norma. Ad esempio la norma AGMA 390.03, sezione 3, tavola 5, stabilisce il valore di riduzione dello spessore del dente in funzione della classe di precisione, del Diametral Pitch, stabilendo 5 gradi di gioco.

Qui sono liberamente riportate:

BACKLASH DESIGNATION	NORMAL DIAMETRAL PITCH RANGE	TOOTH OBTAIN	THINNING TO BACKLASH	RESULTING APPROXIMATE BACKLASH ( PER MESH ) NORMAL PLANE
		ALLOWANCE (PER GEAR)	TOLERANCE (PER GEAR)	
A	20 - 45	.002	0 - .002	.004 - .008
	46 - 70	.0015	0 - .002	.003 - .007
	71 - 90	.001	0 - .00175	.002 - .0055
	91 - 200	.00075	0 - .00075	.0015 - .003
B	20 - 60	.001	0 - .00100	.0020 - .004
	61 - 120	.00075	0 - .00075	.0015 - .003
	121 - 200	.0005	0 - .00050	.0010 - .002
C	20 - 60	.0005	0 - .0005	.0010 - .0020
	61 - 120	.00035	0 - .0004	.0007 - .0015
	121 - 200	.00020	0 - .0003	.0004 - .0010
D	20 - 60	.00025	0 - .00025	.0005 - .0010
	61 - 120	.00020	0 - .00020	.0004 - .0008
	121 - 200	.00010	0 - .00010	.0002 - .0004
E	20 - 60	ZERO	0 - .00025	0 - .0005
	61 - 120	ZERO	0 - .00020	0 - .0004
	121 - 200	ZERO	0 - .00010	0 - .0002

\*\* Extracted from AGMA "Gear Classification Manual", AGMA 390.02

N.B.: valori in pollici

PER VALORI IN MILLIMETRI E CLASSI DI PRECISIONE . AGMA 7 O PIU' PRECISI

	MODULO	RIDUZIONE DELLO SPESSORE DEL DENTE PER OTTENERE GIUOCO		GIUOCO NORMALE J <sub>n</sub> OTTENUTO PER COPPIA( CIRCA )
		SCOSTAMENTO	TOLLERANZA	
A	1,25 - 0,55	51	0 - 51	102 - 203
	0,54 - 0,35	38	0 - 51	76 - 178
	0,34 - 0,28	25	0 - 44	51 - 140
	0,26 - 0,13	19	0 - 19	38 - 76
B	1,25 - 0,42	25	0 - 25	51 - 102
	0,41 - 0,21	19	0 - 19	38 - 76
	0,20 - 0,13	13	0 - 13	25 - 51
C	1,25 - 0,42	13	0 - 13	25 - 51
	0,41 - 0,21	9	0 - 10	18 - 38
	0,20 - 0,13	5	0 - 8	10 - 25
D	1,25 - 0,42	6	0 - 6	13 - 25
	0,41 - 0,21	5	0 - 5	10 - 20
	0,20 - 0,13	3	0 - 3	5 - 10
E	1,25 - 0,42	ZERO	0 - 6	0 - 13
	0,41 - 0,21	ZERO	0 - 5	0 - 10
	0,20 - 0,13	ZERO	0 - 3	0 - 5

## 10, GIOCO: CAUSE GENERALI

Per gioco intendiamo la differenza tra la posizione teorica e posizione reale del dente di un un ingranaggio quando é accoppiato ad un altro ingranaggio. Il ragionamento viene fatto usando l' astrazione che fà che un ingranaggio non abbia difetti né nella sua geometria né nel suo montaggio mentre 1 \* altro ingranaggio li possiede tutti.

DIFETTI CINEMATICALI sono quelli che si manifestano con il gioco dell'ingranaggio durante la sua rotazione. Hanno origine in:

- a) Errore Totale Composto F1 ( TCT ), definito come errore totale dovuto ad eccentricità ed errore dei denti che causano variazione del raggio di prova quando é accoppiato con un ingranaggi campione ( MASTER ).
- b) Gioco tra foro o albero dell' ingranaggio e albero o foro dell' organo di accoppiamento.
- c) Eccentricità dell' albero e mancanza di coassialità delle sue superfici attive.
- d) Eccentricità dei cuscinetti.
- e) Mancanza di coassialità, ortogonalità ed eccentricità generiche.

DIFETTI STATICI che causano gioco possono trovare causa in:

- a) Interasse di montaggio diverso da quello teorico.
- b) Frequenza di risonanza del sistema in presenza di vibrazioni, specie per accoppiamenti di ingranaggi numerosi.
- c) Flessione dovuta all' elasticità dei materiali scelti per gli ingranaggi in funzione del carico a cui sono sottoposti.
- d) Dilatazioni termiche sia negli ingranaggi che negli organi di supporto.

Questi difetti causano gioco e sempre con astrazione possiamo dire che il gioco cinematico più il gioco per cause statiche causano il gioco totale.

$$J_t = J_c + J_s$$

Il gioco per cause cinematiche varia a seconda della posizione, per cui il gioco totale varia anche lui. Una formula generale è:

$$J_t = J_s + 2 \text{TANG ALFA} (E \text{SETHETA} + (f_i^n / 2) \text{SEN}(\text{SETHETA}))$$

dove:

ALFA = angolo di pressione

E = eccentricità totale

$f_i^n$  errore dente a dente massimo

Z = numero di denti

THETA = rotazione angolare considerata.

## 11 GIOCO COME CONSEGUENZA DELLA VARIAZIONE D' INTERASSE.

Quando si considerava la scelta dell' angolo di pressione si é detto che questo influiva sul gioco. La formula che esprime questa relazione é

$$B = J_n = 2 \times \text{DELTA C} \times \text{TANG ALFA}$$

Per un ingranaggio con diametro primitivo di 20 mm ed angolo di pressione di 20°, la tabella N° 2 in base a variazioni di interasse dà il valore corrispondente del gioco normale

Per altri diametri primitivi si fa la proporzione.

DELTA C Differenza tra interasse teorico e reale	$J_n = B =$ $= 2 \text{ Delta C} \times$ $\times \text{Tang } 20^\circ$	$J_r = J_n (360 \times$ $\times 60) / D \times \text{PI GRECO}$ (minuti d' arco)
3 $\mu\text{m}$	2,2 $\mu\text{m}$	0,75'
5	3,6	1,25'
7	5,1	1,75'
10	7,3	2,50'
13	9,5	3,25'
16	11,7	4,00'
20	14,6	5,00'
23	16,7	5,76'
27	19,7	6,75'
30	21,8	7,51'
40	29,1	10,00'
50	36,4	12,51'
60	43,7	15,02'

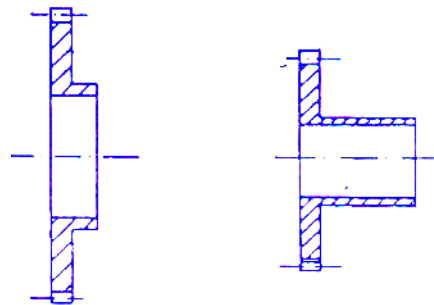
## 12. SAGOME: RAPPORTO TRAI LORO ELEMENTI

Allo scopo di non produrre pezzi difficili da eseguire è bene che ci sia armonia tra gli elementi che costituiscono una sagoma: il foro, il modulo, lo spessore della fascia dentata, i diametri, le zone di scarico di lavorazioni, etc. sono tutti da considerare per non creare zone di flessioni concentrate, montaggi difficili, uso di attrezzature speciali e così di seguito.

**FORO E SUA LUNGHEZZA:** da evitare, per considerazioni economiche, fori la cui lunghezza sia inferiore al diametro o che sia superiore a tre volte lo stesso; rapporti limiti : da 0,75 a 3,50 volte il diametro.

**FORO E MODULO :** il diametro dovrebbe essere per lo meno 8 volte il modulo, con valore minimo limite 6.

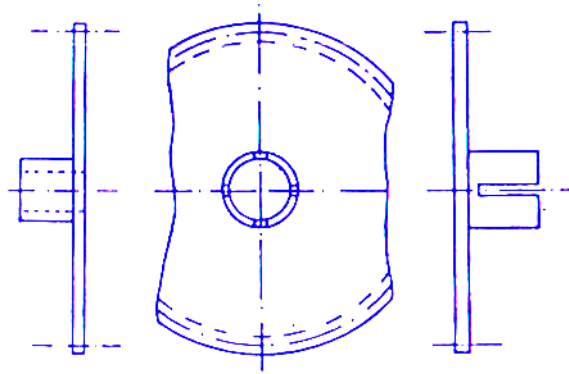
**FORO E DIAMETRO DEL MOZZO :** la parete del mozzo deve essere di spessore tale da sopportare od alloggiare bene gli organi di collegamento ( morsetti, viti, spine elastiche, etc). Per le pareti in cui vi è un foro filettato bisogna prevedere che questo, per essere efficace, deve avere almeno 5 filetti se è svasato; se non lo è, sono necessari almeno 4. Se il bloccaggio avviene con morsetto (clamp), lo spessore della parete deve essere almeno 1,5 volte il modulo. Con il collegamento con spine elastiche lo spessore dovrebbe essere almeno 1/3 del diametro del foro.



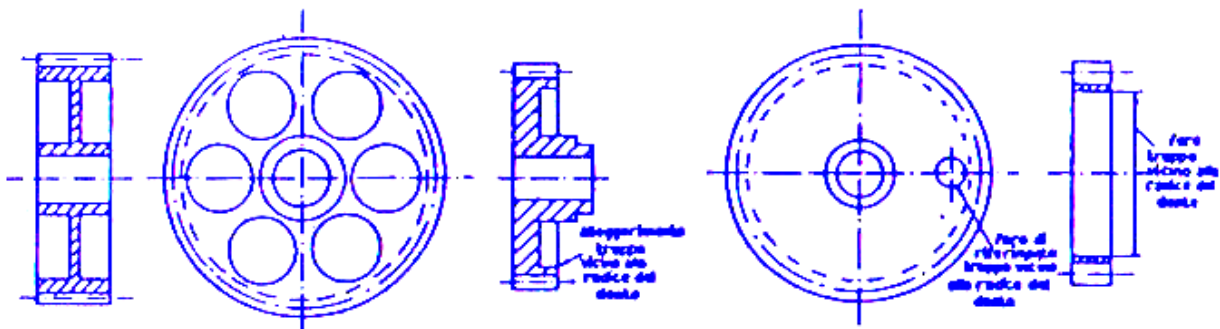
Foro troppo corto

Parete del foro troppo sottile

**SPESSORE DELLA FASCIA DENTATA :** valori consigliati sono oltre 2,5 volte il modulo. Applicazioni molto particolari possono giustificare uno spessore pari al modulo considerando che diventa necessario, per poter dentare, irrobustire con attrezzature speciali la zona immediatamente sotto la dentatura e dunque il costo aumenta.



FORI E GOLE DI ALLEGERIMENTO devono rispettare la condizione di essere almeno 6 moduli sotto il nucleo dentato ed altrettanto lontani dal foro di rotazione e non devono indebolire la parete. Il loro uso appropriato può fare ridurre il peso del 40-50% mentre l'inerzia si riduce al massimo del 30-40%. si possono ottenere migliori risultati con lo studio dei rapporti di riduzione oppure usando altri materiali, per esempio con le leghe di alluminio si può ridurre il tutto di ben 2,5 volte rispetto all' acciaio.

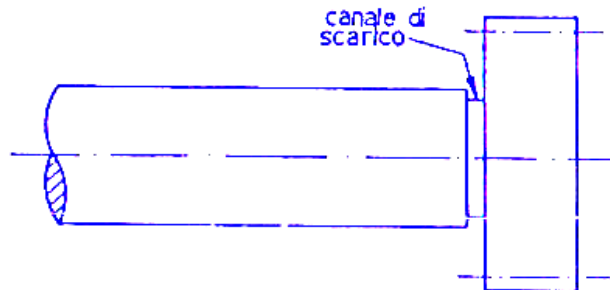


RAGGIO DI RACCORDO: bisogna evitare gli spigoli vivi; l'esecuzione di con un raggio di 0,2 costa TRE VOLTE l' analoga con raggio 0,8 e se poi questa é richiesta nel fondo di un foro cieco, allora il suo costo arriva ad OTTO volte.





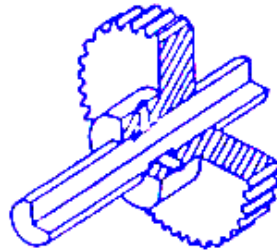
**SCARICHI DI LAVORAZIONE** : ove non è consentito un raggio si può ottenere una aderenza diretta del componente di collegamento sostituendo il raggio con un canale, detto scarico di lavorazione. Nel nostro campo la sua profondità varia tra 0,10 e 0,25, mentre la sua larghezza va da 1 a 2mm.



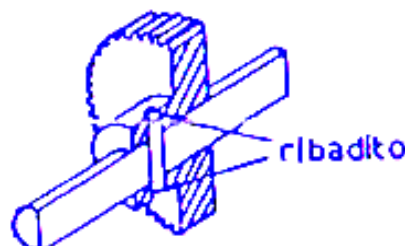
### 13 . ELEMENTI E SISTEMI DI MONTAGGIO TRA RUOTA DENTATA ED ALBERO,

Possono dividersi in due grandi gruppi : quelli mobili , nel senso di smontabili , e quelli fissi .

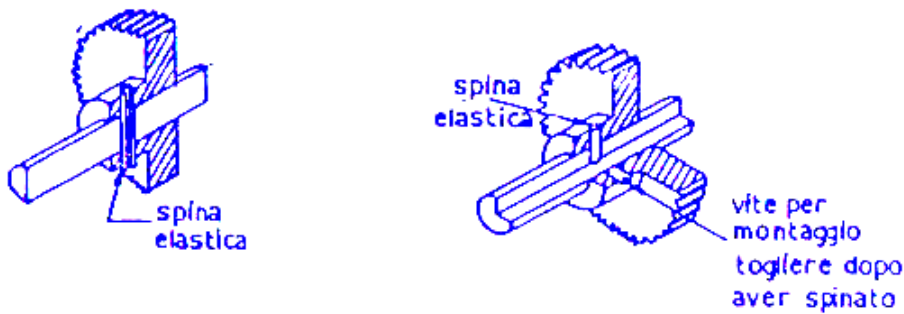
**MOBILI A VITE:** in questo caso il mozzo presenta uno o due fori .radiali filettati, di regola con angolo di  $90^{\circ}$  oppure  $120^{\circ}$  tra loro. E' adatto per quelle applicazioni dove l'accessibilità é elevata e nel caso di un ingraggio in sede obbligata ed in posizione intermedia, ossia dove se anche mancano la presa il moto viene trasmesso con regolarità. Sono usate per lo più per facilitare il montaggio che per affidargli la trasmissione del movimento.



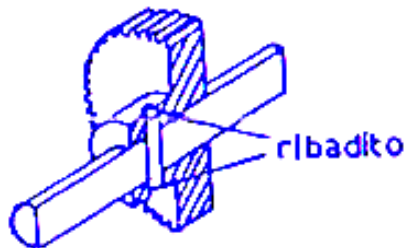
**MOBILI A SPINA CILINDRICA:** per sfruttare bene questo sistema si richiede una grande precisione sia nell' allineamento dei fori mozzo/albero che nella misura degli stessi per usare la giusta interferenza che dà il bloccaggio senza introdurre deformazioni. Per queste difficoltà la sua realizzazione é costosa e dunque é sconsigliata la sua applicazione.



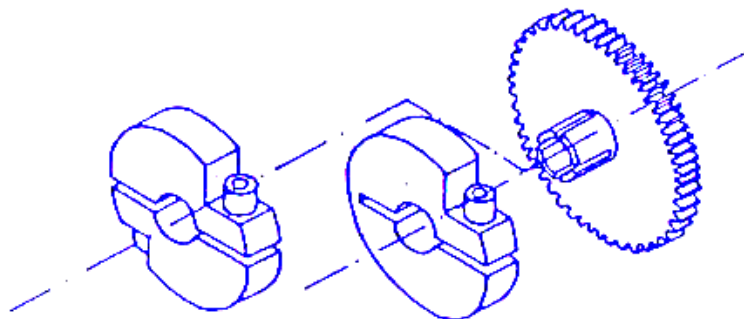
**MOBILI A SPINA ELASTICA:** riduce il grado di precisione occorrente per il montaggio in quanto non é necessario alesare il foro, permette un numero elevato di smontaggi e montaggi ed essendo elastiche compensano bene le imperfezioni di lavorazione Per queste ragioni sono economiche nella sua applicazione e dunque consigliate. Ricordarsi che il mozzo deve avere una parete sufficiente per il suo alloggiamento (di solito almeno 1/3 del diametro del foro).



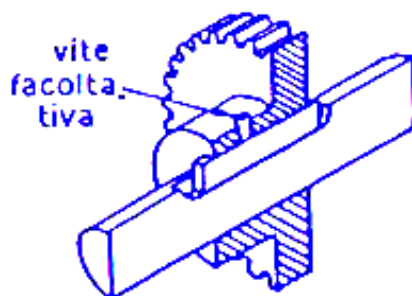
**MOBILI A SPINA CONICA:** per una buona esecuzione è necessario alesare il foro con un alesatore conico con l' albero montato; questa lavorazione é costosa. In più il bloccaggio conico introduce una deformazione, seppur minima, per cui é penalizzata la rettilineità dell'albero. Dunque nel nostro settore é sconsigliata



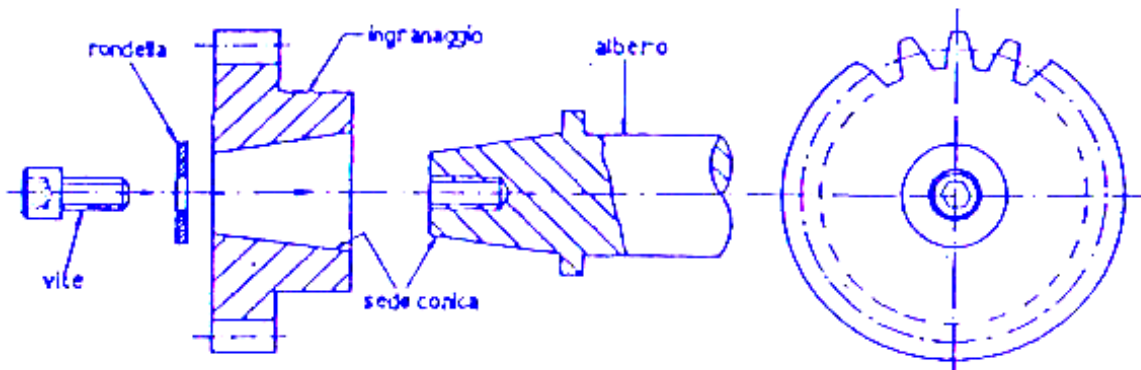
**MOBILI A MORSETTO o A " CLAMP "**: il loro principale svantaggio é che lavorando ad attrito possono trasmettere basse coppie. Tuttavia con i microingranaggi le coppie da trasmettere non sono alte. Altro svantaggio é loro sagoma asimmetrica che ad alte velocità può generare vibrazioni indesiderate. Pure sono svantaggi il loro ingombro ed il loro costo . Invece hanno parecchi vantaggi: possono essere montati e smontati un'infinità di volte, permettono un' regolazione di messa in fase e non hanno bisogno né di fori alesati né di attrezzi di montaggio né di ribaditura. Nella loro applicazione non bisogna dimenticare mai che la vite o viti devono essere bloccate con una rosetta elastica o con altro sistema idoneo.



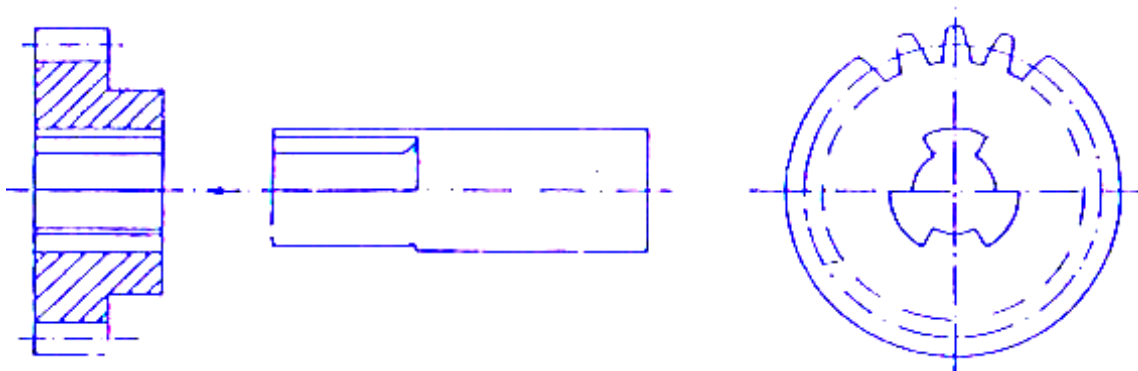
**MOBILE CON CHIAVETTA o LINGUETTA**: consente la trasmissione di una coppia elevata. E' costosa la preparazione dell' alloggiamento sia sull' albero che sul foro. Se è conica consente di recuperare il gioco tra albero e foro. Necessita di un' altro elemento per il suo bloccaggio. Non è consigliata per il suo costo ed affidabilità.



**MOBILE SU CONO CON BLOCCAGGIO A VITE :** è il miglior sistema dal punto di vista tecnico. Consente di mettere in fase l'ingranaggio, di trasmettere coppie medie-elevate, di montare e smontare infinite volte, può essere combinato con una chiavetta per aumentare la coppia trasmessa . Da usarsi solo quando buone ragioni giustificano il costo elevato caratteristico di questo sistema.

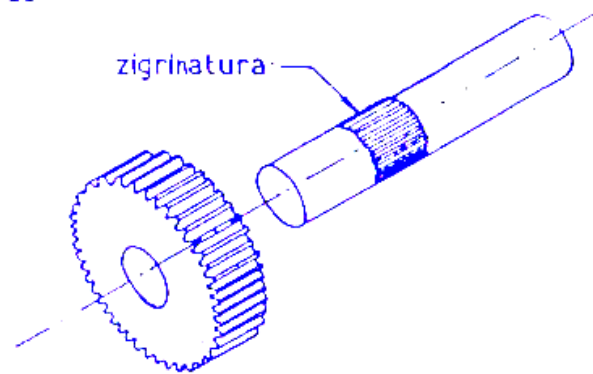


**MOBILE CON ALBERO/FORO SCANALATI** nel settore dei microingranaggi è il meno usato perché pur consentendo di trasmettere coppie più elevate, la sua esecuzione è costosa, la concentricità non può essere mantenuta nelle stesse tolleranze della dentatura anche se si procede alla scelta delle coppie. In più si introduce il problema della non intercambiabilità.

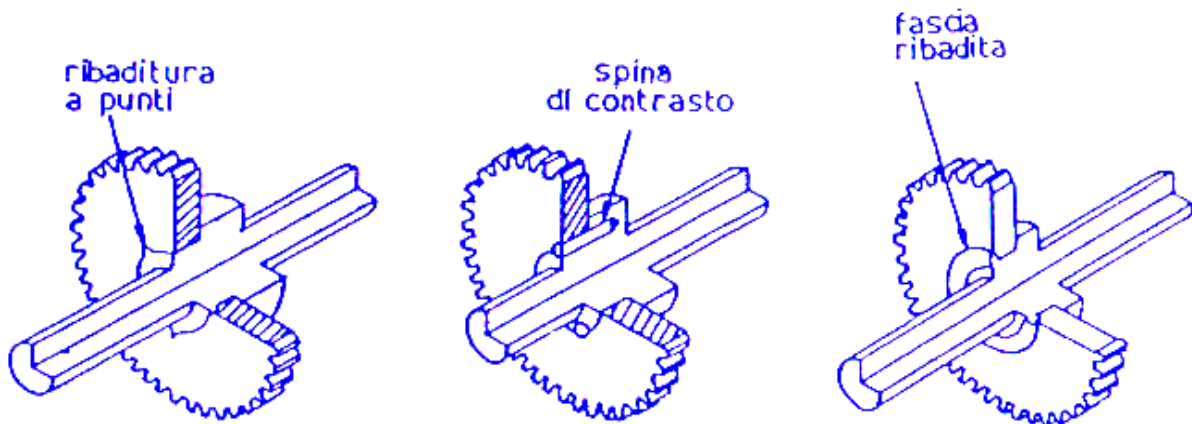


**FISSO PER METODI TERMICI:** tra ingranaggio ed albero si produce una differenza di temperatura tale da consentire il montaggio che altrimenti non sarebbe possibile al bilanciamento. Questo consente di trasmettere una coppia più alta; purtroppo concentra tensioni in zone ristrette, introduce deformazioni sia dovute alle escursioni termiche che alle tensioni, ed è costoso. E' adatto per grandi serie di media precisione.

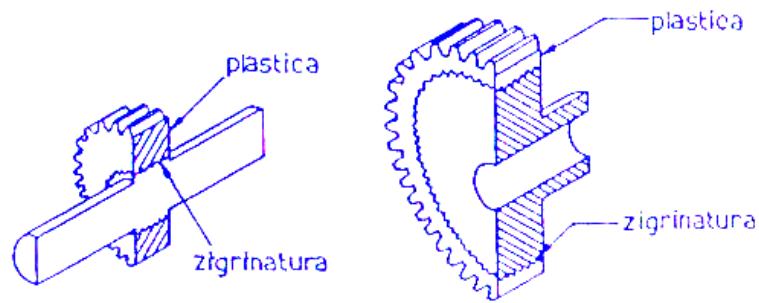
**FISSO PER MONTAGGIO AL BILANCIERE:** è un sistema economico, dà buoni risultati se le tolleranze di lavorazione dei fori ed alberi sono ristrette e la interferenza scelta è quella appropriata. La coppia trasmissibile è bassa: può essere aumentata producendo delle interferenze "ausiliari" per mezzo di una godronatura parallela sull' albero. L' inconveniente introdotto è una maggiore eccentricità . Un compromesso tra le varie esigenze si ottiene tornando o rettificando la parte godronata prima di eseguire il montaggio.



**FISSO PER BLOCCAGGIO MECCANICO:** nell' albero dove sarà montato l'ingranaggio vi è un mozzo sagomato a seconda del bloccaggio scelto: con uso di rivetti, di spine, etc. La concentricità che si ottiene è funzione diretta delle tolleranze e misure dell' accoppiamento. Maggior precisione si ottiene dentando DOPO l'accoppiamento. Ma questo costa di più ....



**FISSO PER FUSIONE IN STAMPO:** è usato con materie plastiche, nello stampo da cui si ottiene già l'ingranaggio viene messo l' albero attorno al quale avviene la fusione. Questo sistema è adatto per grandi quantità senza pretese di precisione. Data l' instabilità nel tempo della resina si presenta il solito compromesso: se la parte in plastica è spessa , la precisione è poca, se è sottile la parte plastica rischia di rompersi in magazzino ancor prima di essere usata.

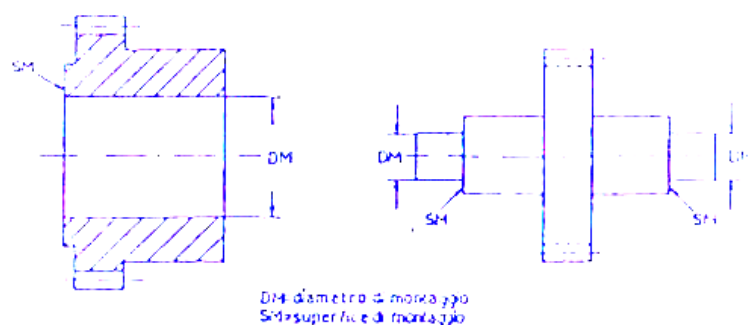


**FISSO PER INCOLLAGGIO:** sono disponibili affidabili resine di incollaggio che hanno il pregio di non richiedere procedimenti speciali e sono la soluzione adatta quando la sagoma da assemblare non é adatta ad altri sistemi meccanici ( p.es. caso delle pareti sottili ). Alcune consentono anche di poter smontare l' assemblaggio ma non debbono essere impiegate per questo motivo di emergenza. Il pericolo del loro uso sta nella possibilità di diffondersi in zone non previste e bloccare altri organi ( per es; bronzine

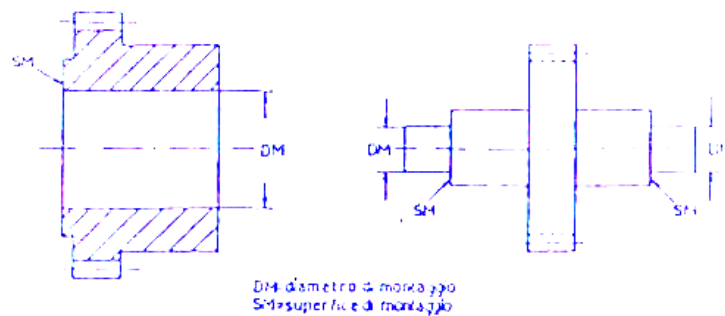
#### 14. SUPERFICI ATTIVE o CRITICHE.

Per il fabbricante di ingranaggi é molto importante conoscere il montaggio ed impiego previsto dell' ingranaggio per curare le superfici adatte senza disperdere tempo e soprattutto rispecchiare durante la dentatura le condizioni reali di impiego. Dall' uso si possono stabilire tre tipi di superfici:

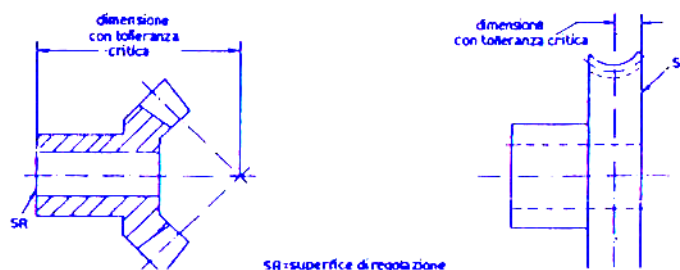
A) **SUPERFICI DI MONTAGGIO:** sono quelle che devono essere particolarmente curate per consentire la rotazione dell' ingranaggio il più possibile vicino al proprio asse teorico. Devono permettere una rotazione senza eccentricità ed in perfetta squadratura con l' asse e a volte determinare la posizione sull'asse. La loro indicazione sul disegno indica al fabbricante la delicatezza di tali superfici e deve essere indicata sul disegno anche perchè sono superfici di riferimento per il collaudo. Sono superfici di montaggio il foro, il gambo dei pignoni, la battuta di appoggio.



B) SUPERFICI DI GENERAZIONE: chiamiamo così quelle superfici che non sono usate o che non hanno funzioni nell' assieme ma che sono necessarie per ottenere l' ingranaggio: v.b. i centrini dei pignoni con gambo, fori nel caso di montaggio su cono, etc. La loro assenza deve essere indicata : caso contrario il fabbricante sarà libero di farle per poter eseguire l' ingranaggio in modo economico. La loro presenza non sostituisce le superfici attive, specie per il collaudo.



C) SUPERFICIE DI REGOLAZIONE : è la superficie nel piano di rotazione inerente alla posizione assiale critica sia nella fabbricazione che nel montaggio. Sono tali le superfici di appoggio delle ruote elicoidali per viti senza fine, la superficie di appoggio del mozzo degli ingranaggi conici rispetto all' apice, etc. Queste superfici devono essere sempre indicate sul disegno.



## BIBLIOGRAFIA

L. BALDASSINI: \* Calcolo rapido degli ingranaggi", ed. HOEPLI, Milano

L. BALDASSINI: "Vademecum per disegnatori e tecnici", idem

E. BUCKINGHAM:"Spurs gears", ed. MACGRAW-HILL, New York

W.o. DAVIS : " Gears for Small Mechanism", ed NAG Press, Londra

D. DUDLEY: " Practical Gears Design", ed. MACGRAW-HILL, New York

G.W. MICHALEC: " Precision Gearing", Mcichine Design,vol,27

A.C. PARKINSON & H.W. DOWNEY: "Gears, Gears Production and Measurements", ed PITMAN, New York

THOMAS -CHARCHUT : " Ingranaggi: Teoria e Calcolo ", ed. Tecniche Nuove,Milano

TESSAROTTO & SPELUZZI : "Disegno di Macchin ", ed. HOEPLI, Milano