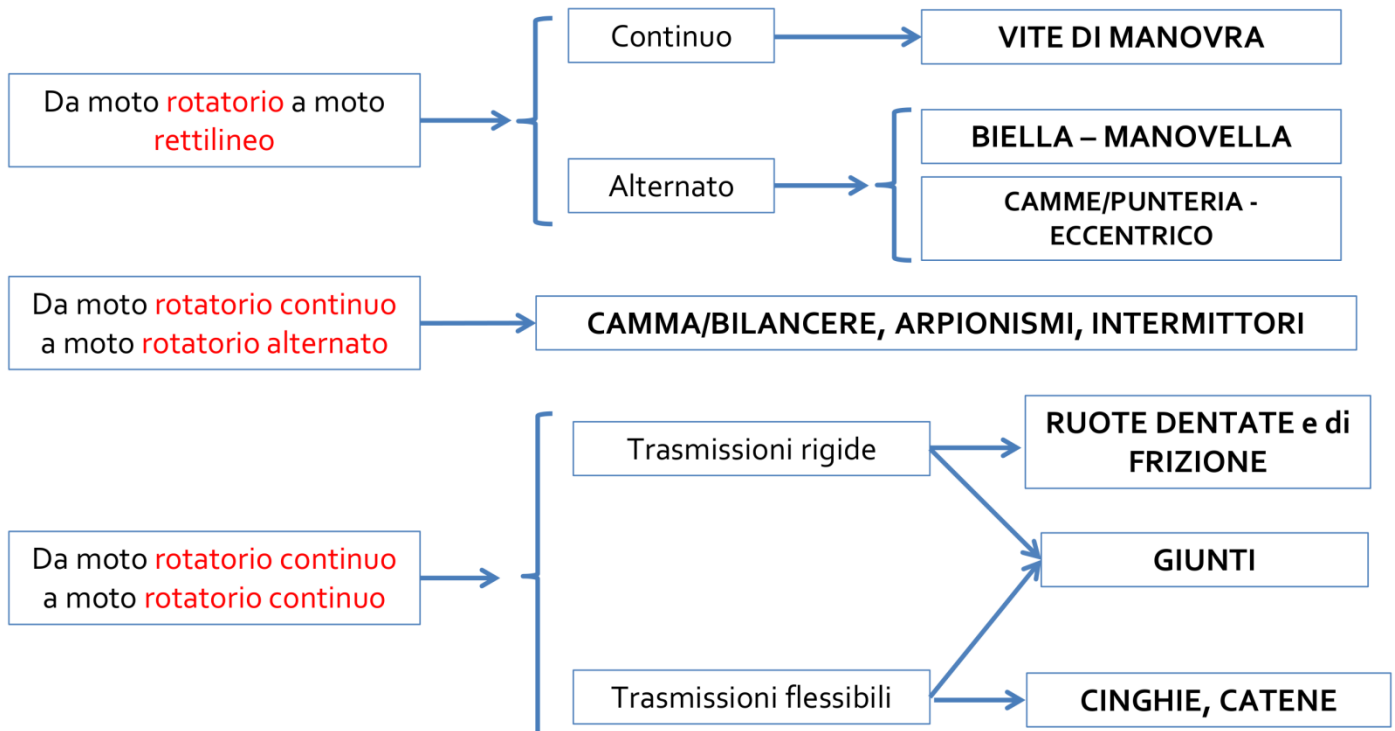


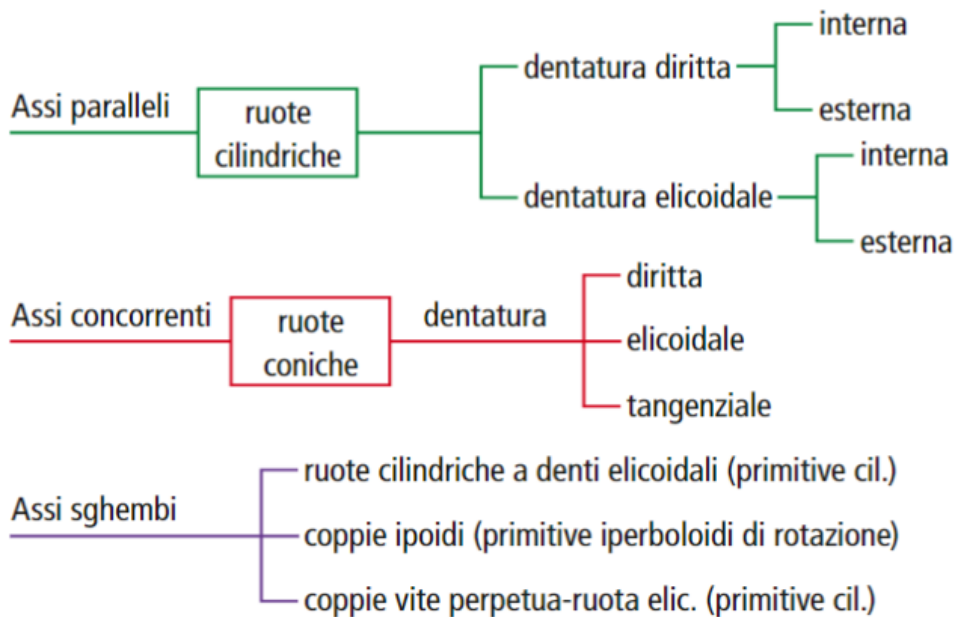
TRASMISSIONE DEL MOTO



RUOTE DENTATE

CLASSIFICAZIONE DELLE RUOTE DENTATE

Le ruote dentate sono classificate secondo la tipologia di dentatura:

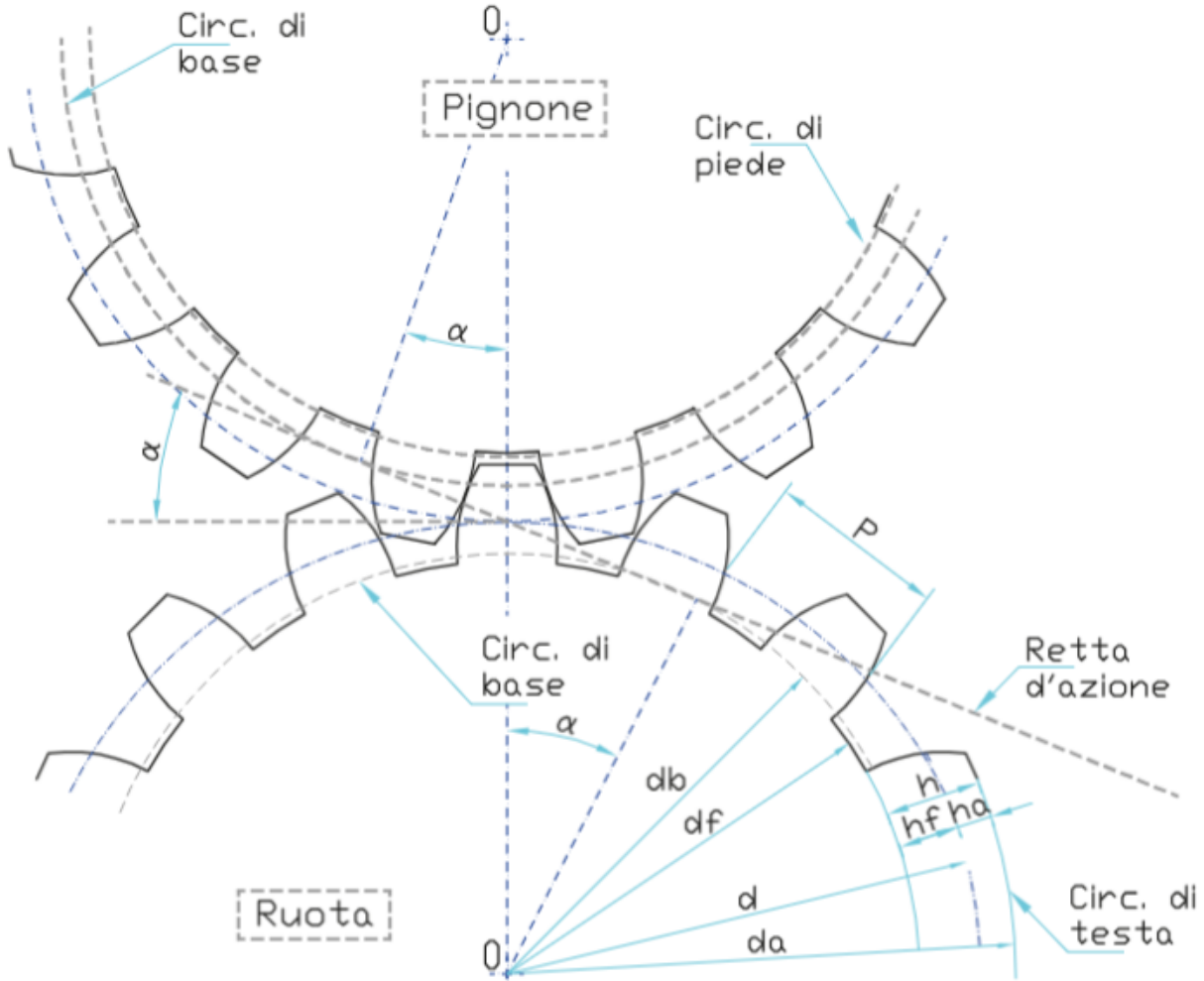


RUOTE CILINDRICHE A DENTI DIRITTI

Le ruote cilindriche a denti dritti sono i componenti meccanici più semplici e comuni per trasmettere il moto rotatorio e la potenza tra due alberi paralleli. In questi ingranaggi, i denti sono tagliati parallelamente all'asse di rotazione, consentendo un accoppiamento diretto e lineare tra le superfici di contatto.

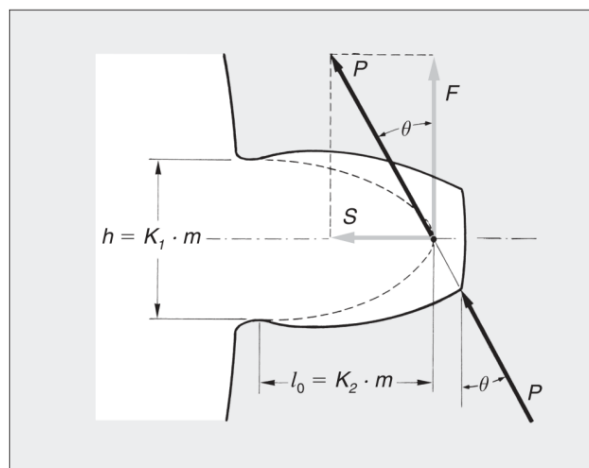
I denti sono disposti in modo rettilineo lungo la larghezza dell'ingranaggio.

Durante l'ingranamento, i denti entrano in presa simultaneamente su tutta la loro larghezza.



In fase di progettazione, il dimensionamento viene spesso eseguito tramite il metodo di **Lewis**, che verifica la resistenza statica del dente considerandolo come una mensola soggetta a carico.

Il metodo di Lewis considera due denti nell'istante prossimo al distacco (situazione più gravosa).



Le caratteristiche geometriche principali delle ruote dentate, sono raccolte nella tabella UNI 4760 e sono così definite:

- ▶ **Circonferenza di testa (d_a)**: è la circonferenza che limita superiormente la dentatura.
- ▶ **Circonferenza di piede (d_f)**: è la circonferenza che limita inferiormente la dentatura.
- ▶ **Circonferenza primitiva (d)**: è la circonferenza ideale rispetto alla quale la ruota dentata può essere studiata come una ruota di frizione.
- ▶ **Circonferenza di base (d_b)**: è la circonferenza utilizzata come geometria di riferimento nella costruzione del profilo a evolvente di cerchio dei denti.
- ▶ **Passo (p)**: è la distanza tra due punti corrispondenti di due denti consecutivi; corrisponde anche al rapporto tra la lunghezza della circonferenza primitiva e il numero di denti della ruota dentata:

$$p = \frac{\pi \cdot d}{z}$$

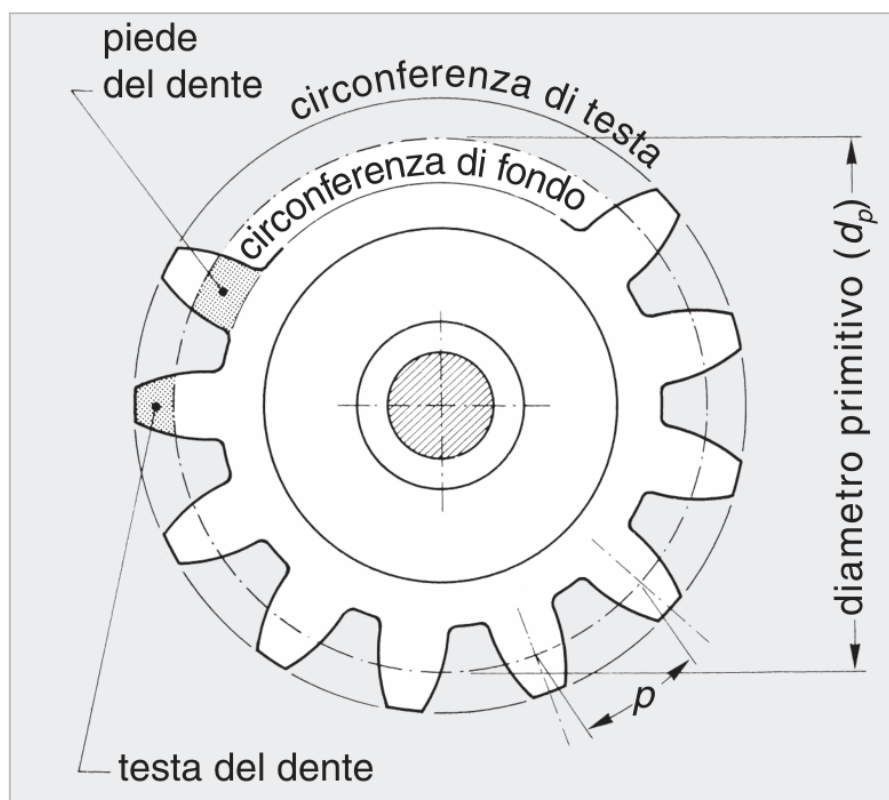
- ▶ **Retta d'azione**: è la retta normale comune ai profili dei due denti e passante per il loro punto di contatto.
- ▶ **Angolo di pressione (α)**: corrisponde all'angolo formato tra la retta d'azione e la tangente comune alle due circonferenze primitive, generalmente $\alpha = 20^\circ$.
- ▶ **Altezza del dente (h)**: è la distanza radiale tra il diametro di testa e il diametro di fondo.
- ▶ **Addendum (h_a)**: è la distanza tra il diametro di testa e il diametro primitivo.
- ▶ **Dedendum (h_f)**: è la distanza radiale tra il diametro primitivo e il diametro di fondo.
- ▶ **Modulo (m)**: è un parametro di proporzionamento delle ruote dentate corrisponde al rapporto tra il passo (p) e il numero di denti (z):

$$m = d / z = p / \pi$$

Affinché due ruote dentate possano ingranare tra loro, devono avere lo stesso passo e quindi lo stesso modulo.

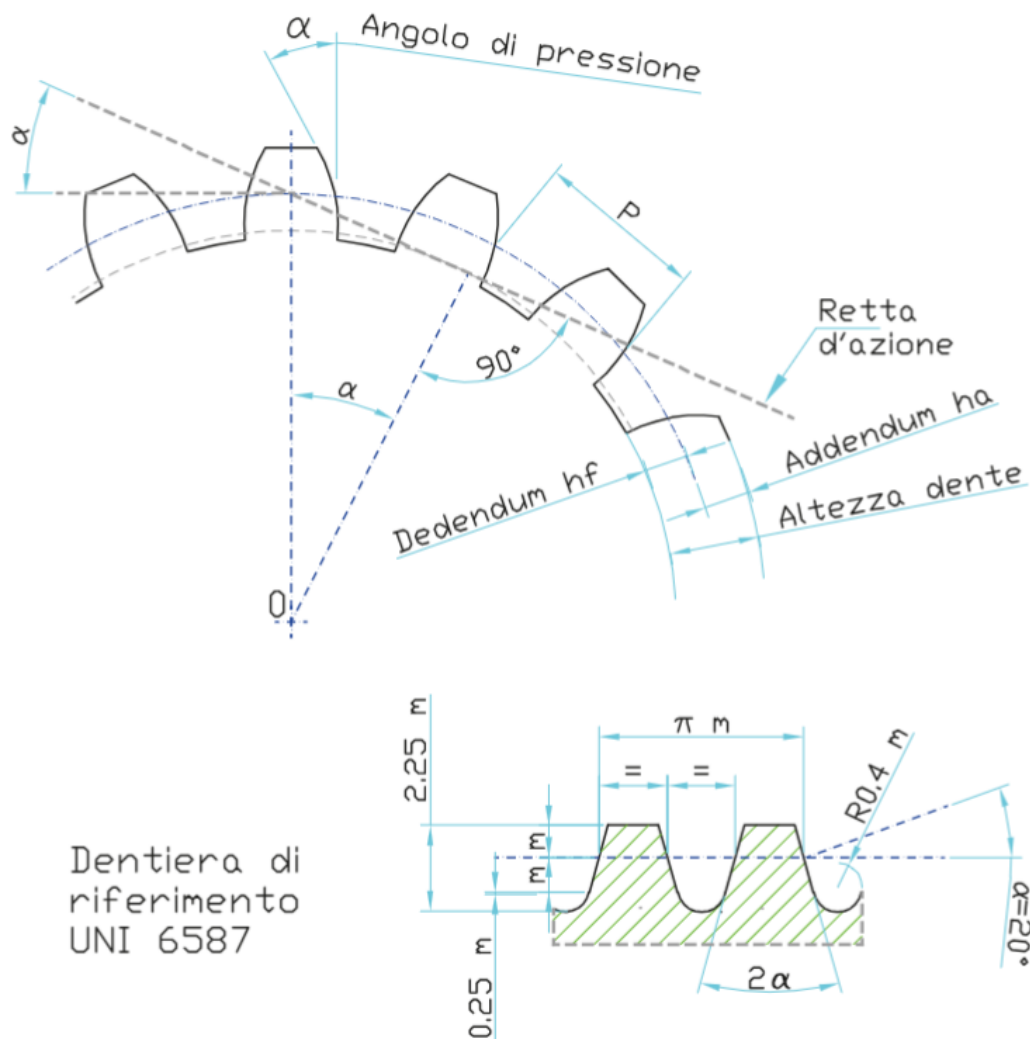
E' possibile proporzionare le ruote dentate con le seguenti formule che consentono di determinare tutte le dimensioni geometriche in funzione del modulo m .

Denominazione	Simbolo	Relazione
Numero di denti	z	$z = d/n$
Modulo	m	$m = p/n = d/z$
Diametro primitivo	d_p	$d_p = m \cdot z$
Diametro di piede	d_f	$d_f = d - 2 \cdot h_f$
Diametro di testa	d_a	$d_a = d + 2 \cdot h_a$
Diametro di base	d_b	$d_b = d \cdot \cos \alpha$
Addendum	h_a	$h_a = m$ (normale)
Dedendum	h_f	$h_f = m \cdot 1,25$ (normale)
Altezza del dente	h	$h = m \cdot 2,25$ (normale)
Passo	p	$p = \pi \cdot m = \pi \cdot d/z$
Angolo di pressione	α	$\alpha = 20^\circ$ (normale)
Rapporto di ingranaggio	u	$u = z_2/z_1 = d_2/d_1 = n_1/n_2$
Interasse	a	$a = d_1 + d_2/2$
Larghezza dentatura	b	$b = (8 \div 20) \cdot m$



DENTIERA DI RIFERIMENTO

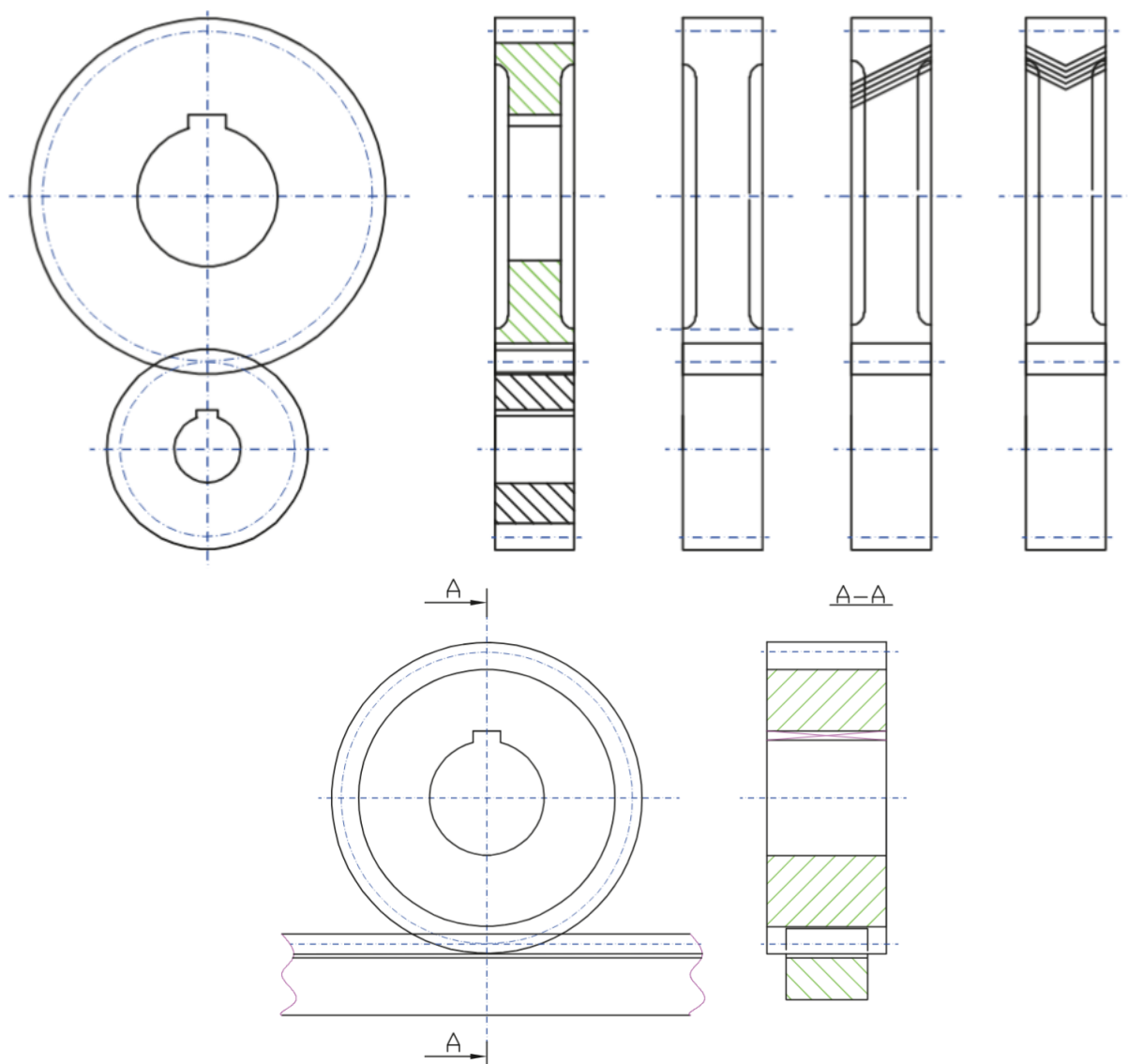
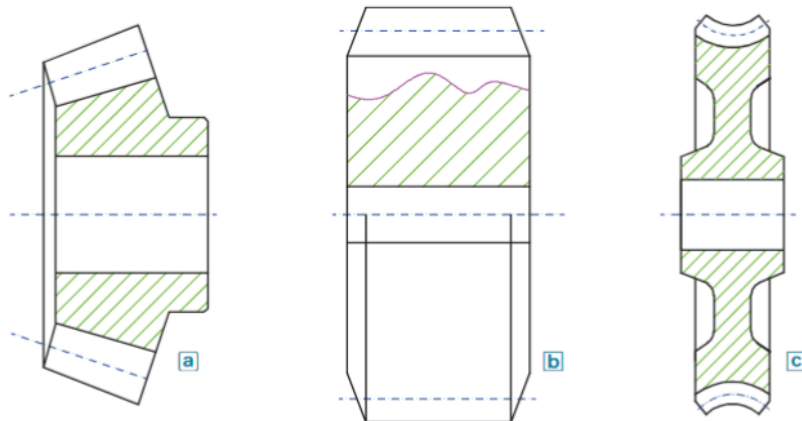
La dentiera di riferimento (o cremagliera di base) è un profilo teorico standardizzato (UNI 6587, ISO 53) utilizzato come base geometrica per definire e progettare il profilo del dente di ruote dentate cilindriche, sia a denti dritti che elicoidali. Rappresenta una ruota dentata con diametro e numero di denti infiniti, sviluppata in linea retta. Viene utilizzata principalmente per la progettazione e per definire il profilo dell'utensile generatore (cremagliera).

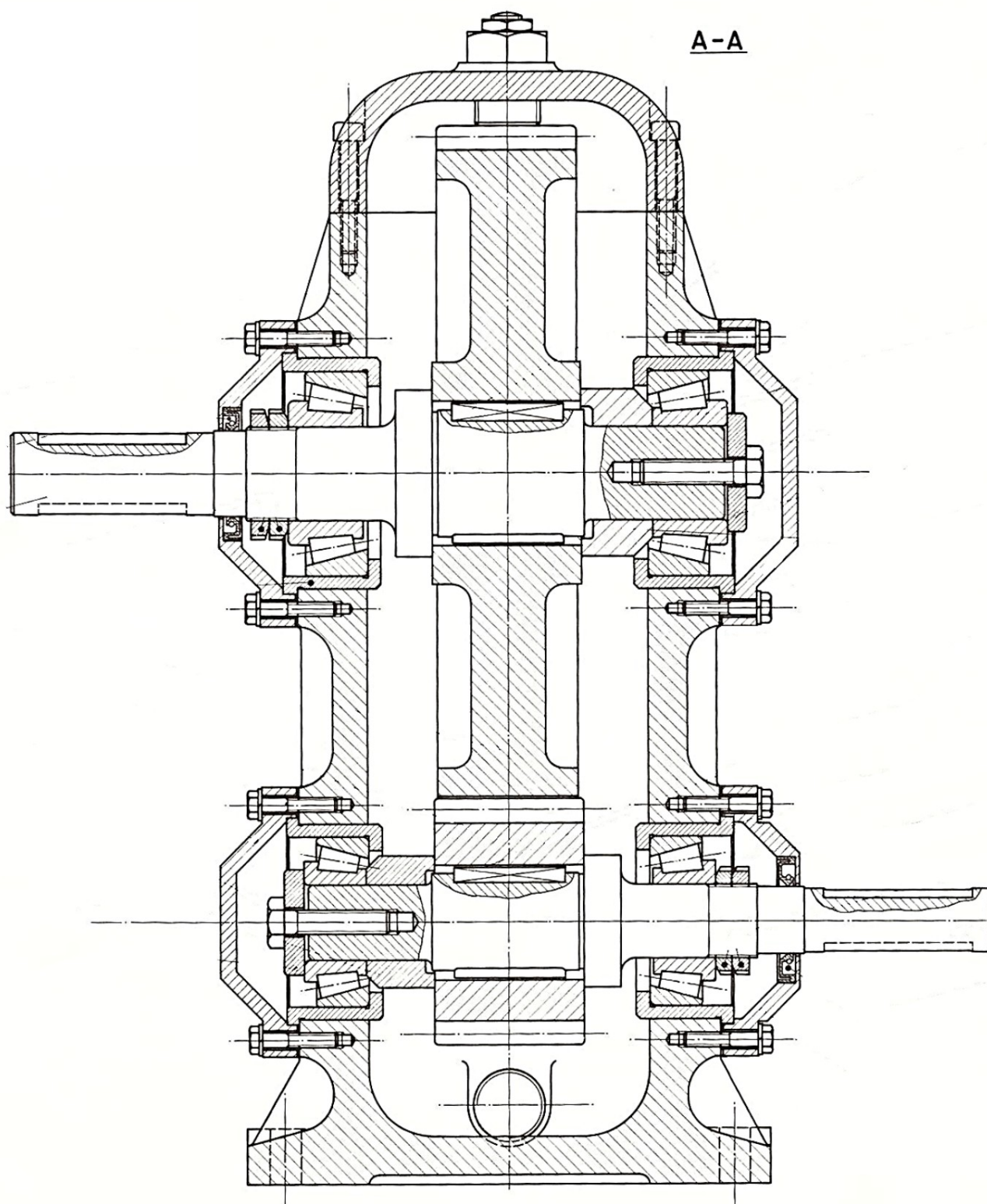


DISEGNO DI RUOTE DENTATE

In maniera convenzionale le ruote dentate e gli ingranaggi sono rappresentate dalla UNI EN ISO 2203:1999. Essa richiede il disegno della ruota con i contorni come se si trattasse di rappresentare un pezzo pieno. Il diametro primitivo viene rappresentato con una linea mista fine tipo E UNI EN ISO 128-20:2002. Qualora si disegnasse una ruota o un ingranaggio con rappresentazione in sezione, i denti, indipendentemente dalla loro tipologia, non si sezionano.

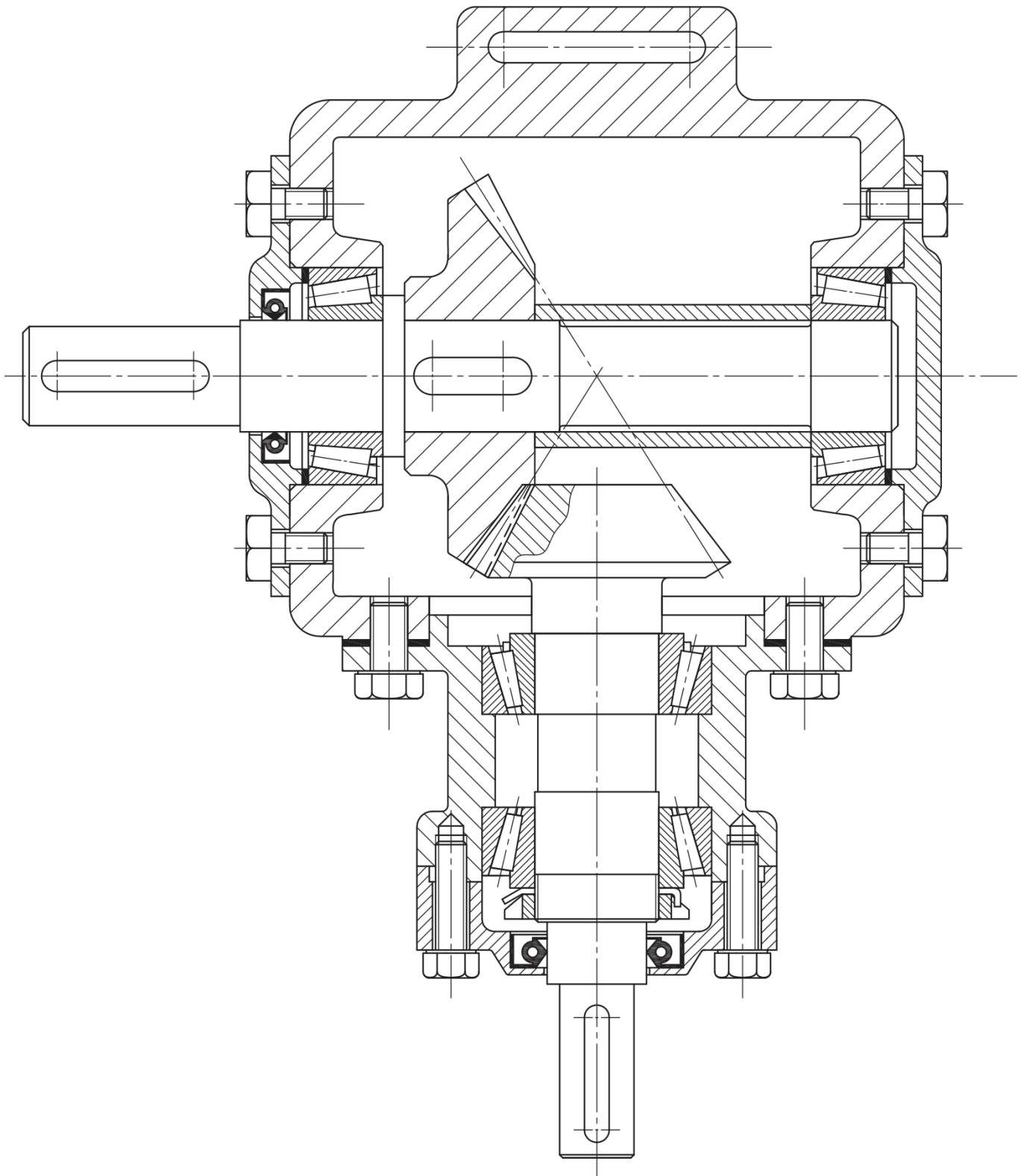
Rappresentazione
convenzionale di
ruote dentate:
a) coniche; b)
cilindriche; c) a vite

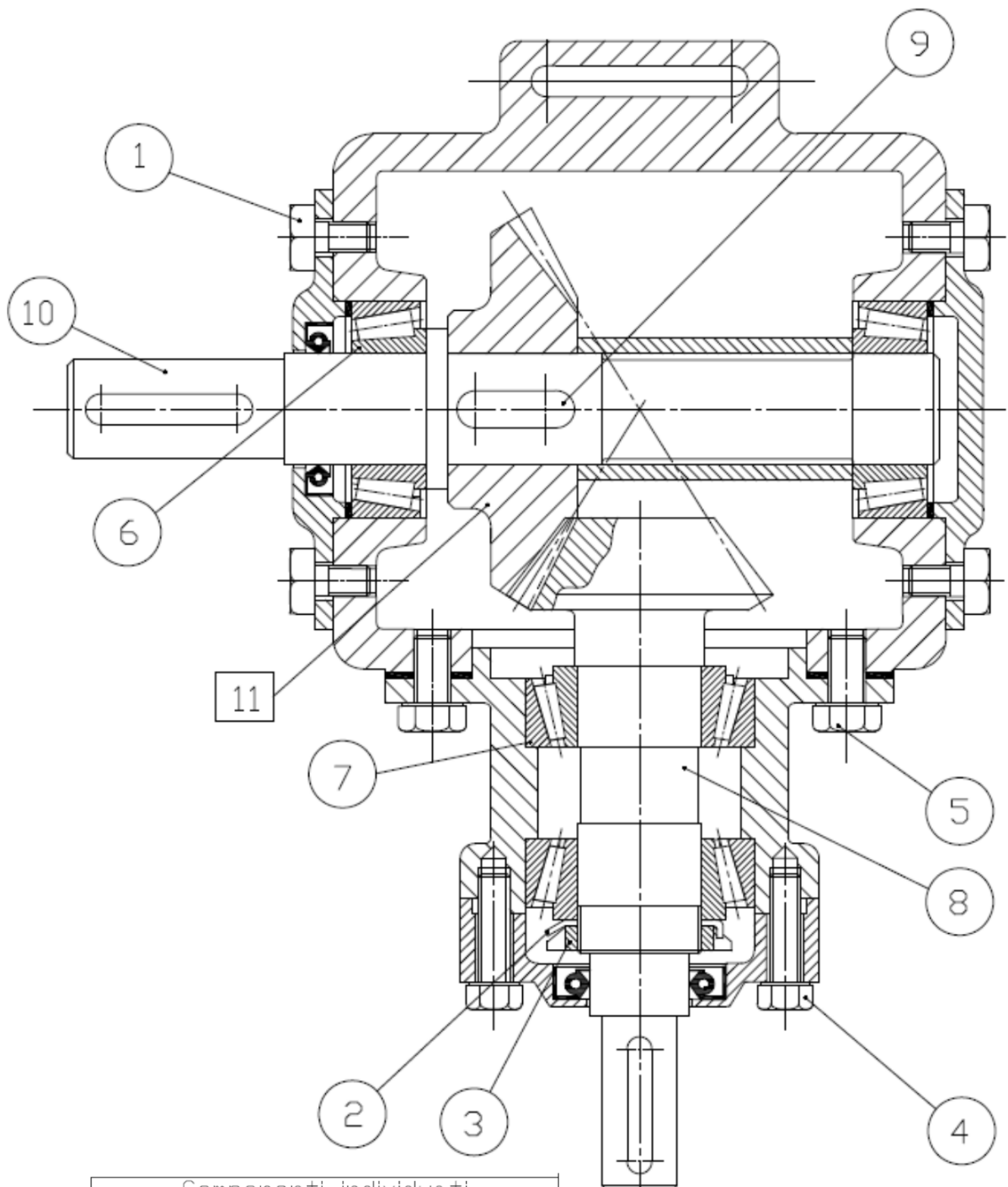




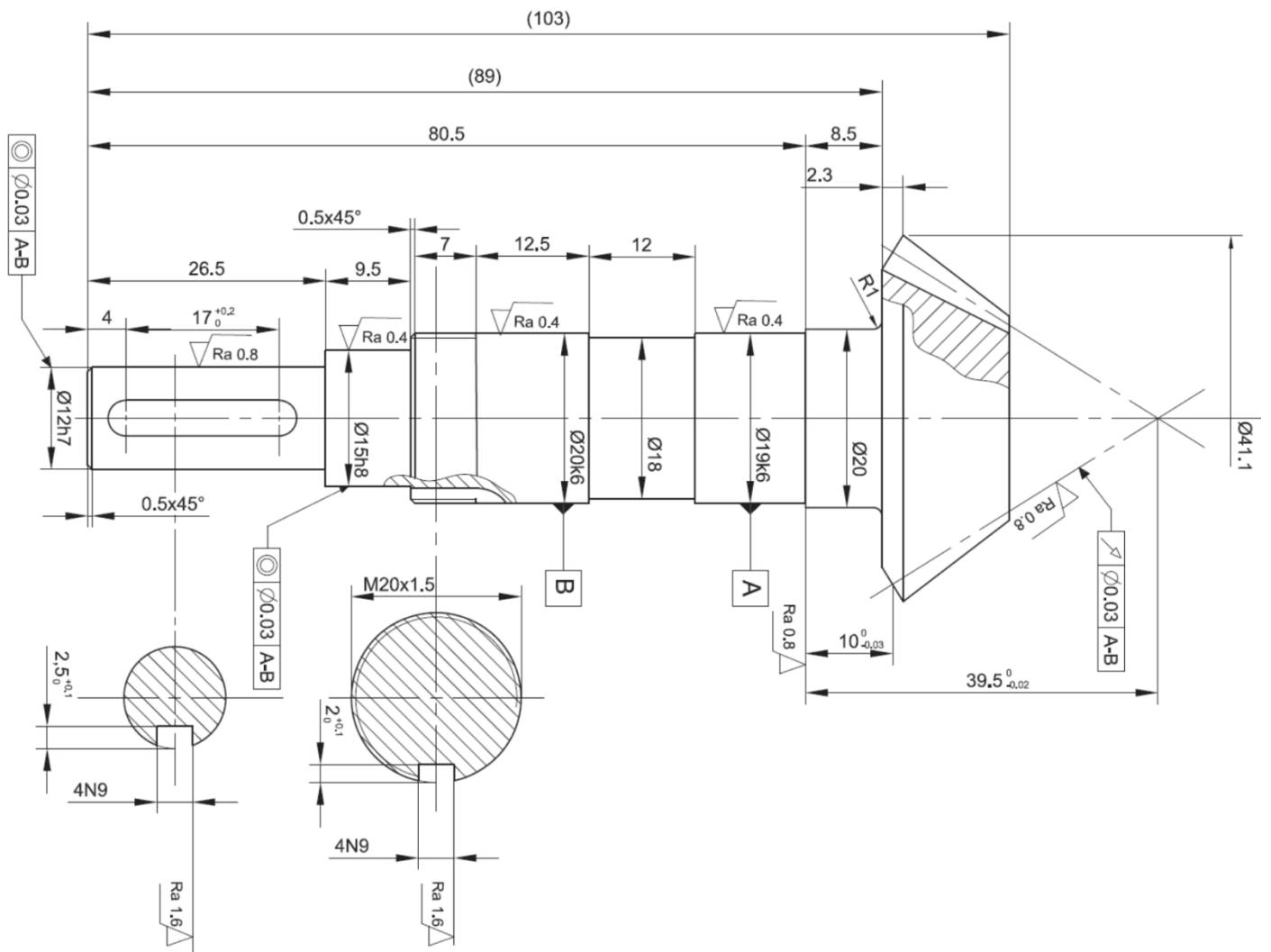
ESERCIZIO 1

Individuare le parti presenti nel riduttore a ruote coniche





Componenti individuati		
	Componente	Quantità
11	Ruota dentata conica	1
10	Albero condotto	1
9	Linguetta UNI 6604 6x6x20	1
8	Albero motore	1
7	Cuscinetto a rulli conici $\varnothing 20$	2
6	Cuscinetto a rulli conici $\varnothing 18$	2
5	Vite testa esagonale M6x12	4
4	Vite testa esagonale M5x20	4
3	Ghiera M20x1,5	1
2	Rosetta di sicurezza	1
1	Vite testa esagonale M5x10	8



Caratteristiche della dentatura	
Modulo normale	1
Numero dei denti	37
Dentiera di riferimento	UNI 6587-69
Diametro primitivo	37
Semlangolo di apertura del cono primitivo	32°
Angolo tra gli assi	90°

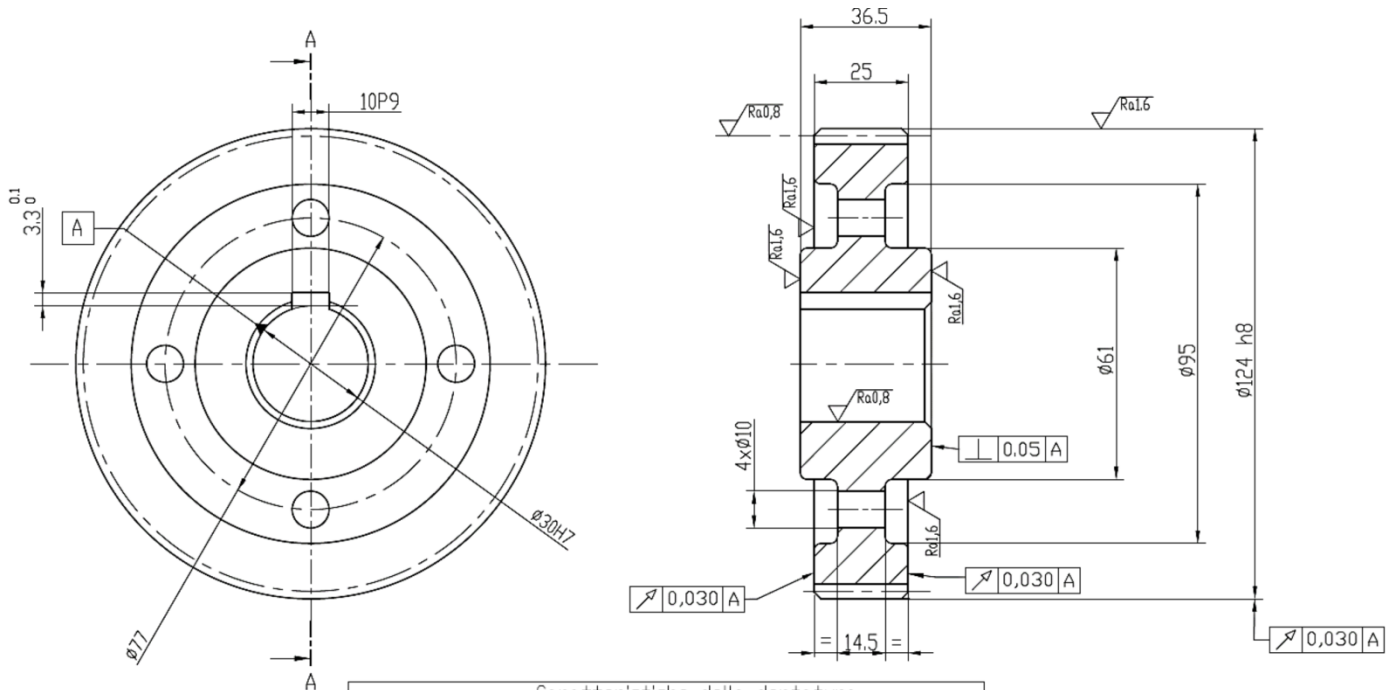
ESERCIZIO 2

Si rappresenti convenzionalmente una ruota dentata cilindrica a denti dritti tenendo conto che essa ha

- modulo (m) pari a 2
- numero di denti (z) pari a 60
- spessore 25 mm
- rapporto di ingranaggio = 1.

La ruota deve essere calettata su di un albero di diametro pari a 30mm (da non rappresentare).

L'albero deve trasmettere il moto alla suddetta ruota mediante una linguetta.

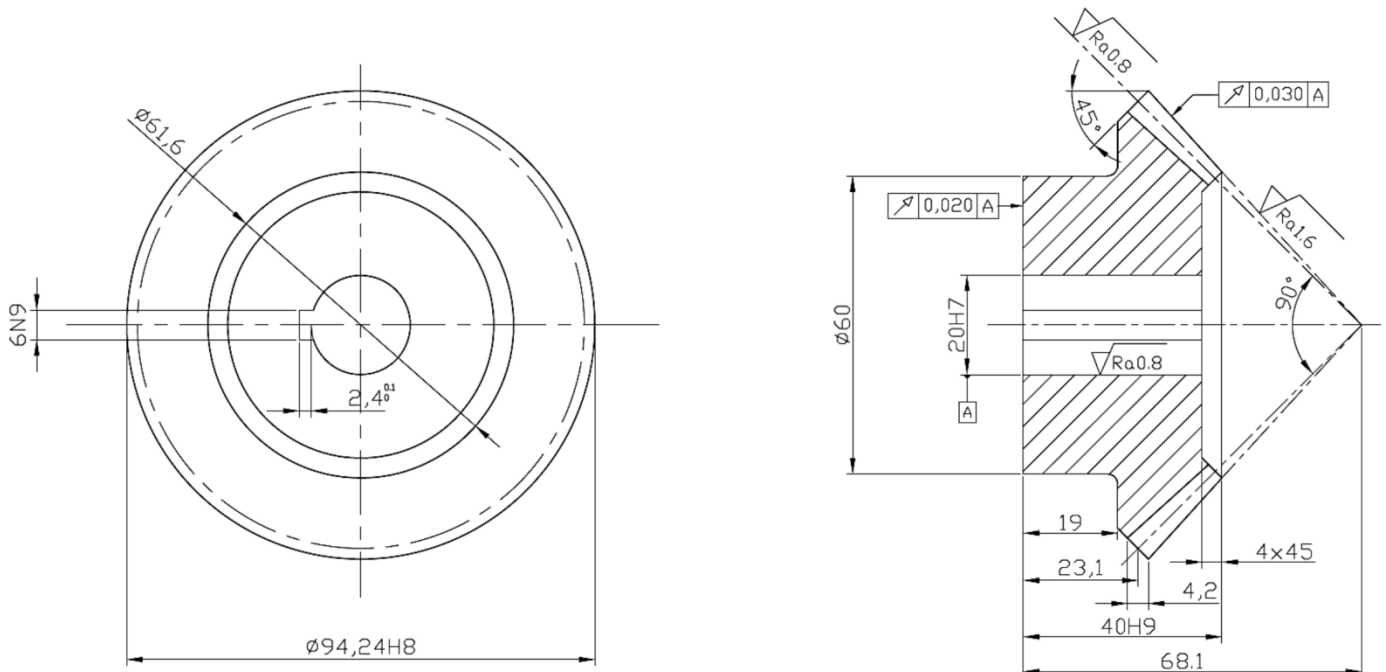


ESERCIZIO 4

Si rappresenti convenzionalmente una ruota dentata conica (dentatura esterna) caratterizzata dai seguenti dati:

- $m=3$,
- $z=30$
- $\theta=45^\circ$

La ruota deve ruotare liberamente una volta calettata su di un albero (da non rappresentare) di diametro pari a 20 mm.



Caratteristiche della dentatura

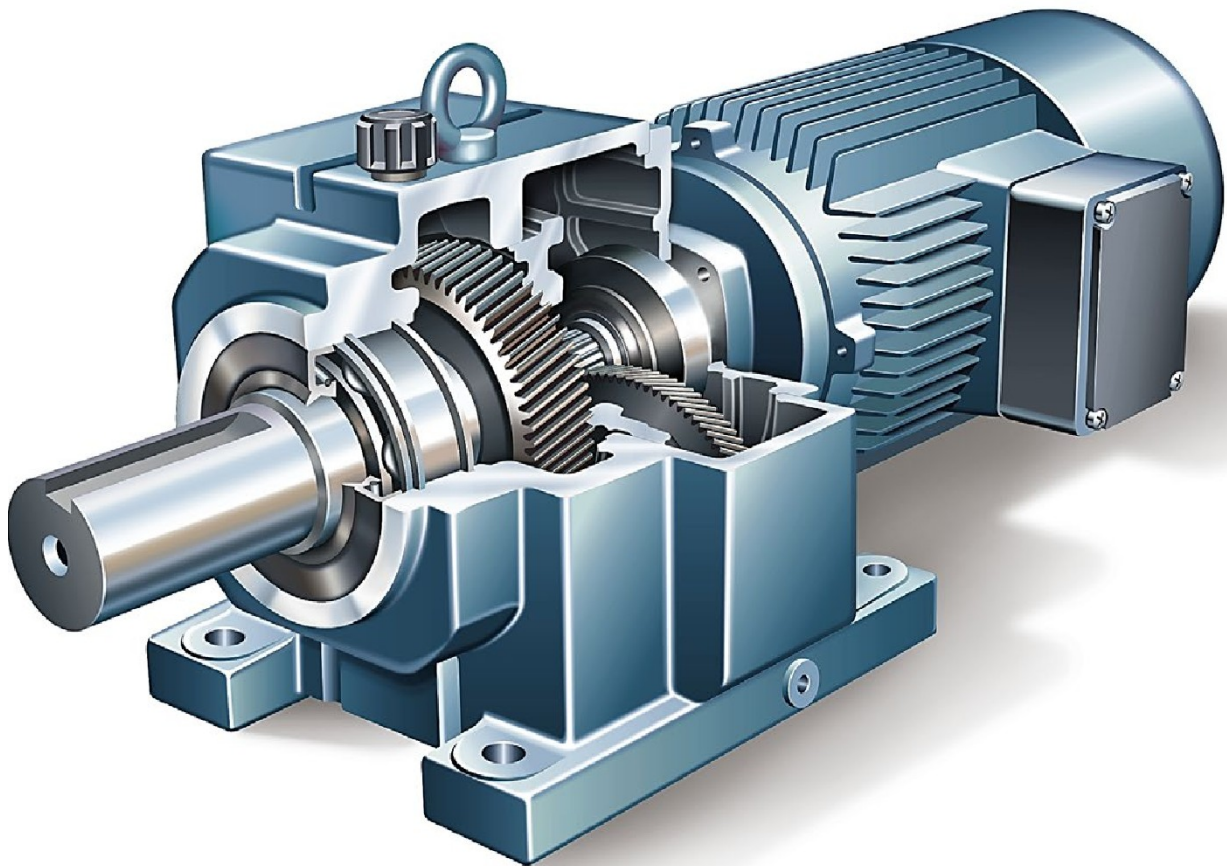
Caratteristica	Simbolo	Valore
Modulo normale	m_n	3
Numero dei denti	Z	30
Dentiera di riferimento		UNI 6587-69
Diametro primitivo	d	90
Angolo tra gli assi	Σ	90°
Angolo di pressione	β	20°



PROGETTO RIDUTTORE A RUOTE CILINDRICHE A DENTI DIRITTI

Una pompa idraulica opera con i seguenti parametri:

- Portata (Q): 10 l/s = 0,01 m³/s
- Prevalenza (H): 50 m
- n° pompa = 300 rpm
- n° motore elettrico = 1500 rpm



Progetto riduttore ruote dentate cilindriche a denti dritti

Pompa idraulica con motore elettrico

Portata	0,01 m ³ /s
Prevalenza	50 m
n2° pompa	300 rpm
n1° motore	1500 rpm

Potenze in gioco

Ph pompa	4905 W
rend. Pompa	0,8
rend. Riduttore	0,98
Pm motore	6256,4 W
<i>Scegliamo motore asincrono trifase standard da 7,5 kW (10 CV).</i>	
Pm effettiva	7500 W

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

Riduttore a ingranaggi

rapp. Rid. $i=n_1/n_2$	5
ω_1	157 rad/s
ω_2	31,4 rad/s
Coppie	
M1 (pignone)	47,8 Nm
M2 (corona)	238,9 Nm
Pignone 18NiCrMo5 (cementazione e tempra)	
σ snerv.	830,0 N/mm ²
Corona 39NiCrMo3 (bonifica)	
σ snerv.	540 N/mm ²

Per evitare interferenza fra i denti e garantire fluidità, numero minimo denti $z_1 \geq 17$

z_1	18
-------	----

Calcoliamo il modulo m (teoria di Lewis)

Ka	1,5 fattore di servizio coeff. di larghezza tipico per ruote
$\lambda = (b/m)$	10 cilindriche
Y fattore forma	0,3 tabelle
k secur.	3
σ_{amm} 18NiCrMo5	276,7 N/mm ²
m minimo	2,12
m unificato	3

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_1 \cdot K_A}{z_1 \cdot \lambda \cdot Y \cdot \sigma_{amm}}}$$

Geometria delle ruote dentate

z_1	18
z_2	90
α Angolo pressione standard	20 °
Diametri primitivi ruote	
D1= m z_1	54 mm
D2= m z_2	270 mm
Interasse	162 mm

Forze sui denti

Essendo la dentatura dritta con angolo di pressione standard 20° abbiamo

	fattore	
Ka	1,5	sovraccarico
Ft = (2 * M1 * Ka) / d1	2653,9	N
Fr = Ft tan(20)	966,0	N

$$F_t = \frac{2 \cdot M_1 \cdot K_A}{d_1}$$

Larghezza minima dentatura (b)

	fattore di forma di Lewis, per 18 denti vale	
Y fattore forma	0,3	0.3
σ amm. 18NiCrMo5	276,7	N/mm ²
b min.	10,66	mm
Per sicurezza assumiamo b = λ * m		
b	30	mm

$$b = \frac{F_t}{m \cdot Y \cdot \sigma_{amm}}$$

Dimensionamento volano

Il volano va montato sull'albero veloce (motore) per avere dimensioni minori.

Il grado di irregolarità per pompe accoppiate a motori elettrici vale 0,02-0,05

δ	0,03
Percentuale energia eccedente il lavoro per ciclo della pompa a cilindri	
%En. eccedente	0,6
Lciclo = (Pm*60)/n2	1500 J
Energia eccedente	
ΔE	900 J
Il momento d'inerzia J necessario ad accumulare ΔE riferito all'albero motore vale	
Jm	1,22 kg m ²

$$J = \frac{\Delta E}{\omega_1^2 \cdot \delta}$$

Supponendo di realizzare il volano con un disco pieno in acciaio

ρ	7850	kg/m ³
d	400	mm
m	60,85	kg
Volume	0,00775	m ³
spessore	61,72	mm

$$J = \frac{1}{2} M R^2$$

Dimensionamento alberi (a sola torsione)

Gli alberi sono calcolati per resistere a fatica combinata (torsione e flessione).

Fattore di sovraccarico per tenere conto della flessione

Cs coeff. servizio	1,5
M1 eff.	71,66 Nm
M2 eff.	358,28 Nm
σ snerv. 39NiCrMo3	540 N/mm ²
Trascurando la flessione aumentiamo il coeff. di sicurezza	
k secur.	6
σ amm.	90 N/mm ²
d1	20,09 mm
d2	34,36 mm

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{id}}{\pi \cdot \sigma_{amm}}}$$

$$M_{id} = \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

Si arrotonda alla misura standard superiore per ospitare, spallamenti, cuscinetti e linguette.

d1	30 mm
d2	45 mm

Potenza termica

Un riduttore da 7,5 kW con efficienza del 97% perde sotto forma di calore

P.termica

150 W

Questo calore va smaltito tramite un sistema di alette realizzare sul carter

Tabelle

Tipo di Carico	Esempio	Valore tipico (K_A)
Uniforme	Ventilatori, generatori, nastri trasportatori leggeri	1,0 - 1,2
Urti Moderati	Pompe centrifughe, compressori rotativi, mescolatori	1,25 - 1,4
Urti Forti	Pompe a pistoni , frantoi, mulini, calandre	1,5 - 2,0

Numero denti (z)	Fattore di forma (Y)
12	0,245
15	0,282
18	0,308
20	0,320
30	0,358
50	0,408
100	0,446
Cremaagliera (∞)	0,484

ESERCIZIO MODELLIZZAZIONE RIDUTTORE

Parametro	Unità	Pignone (Ingresso)	Corona (Uscita)
Rapp. Tramission. (i)	-	5	5
Numero di denti (z)	-	18	90
Modulo (m)	mm	3	3
Diametro Primitivo (d)	mm	54	270
Diametro Esterno (da)	mm	60	276
Larghezza (b)	mm	30	30
Interasse (a)	mm	162	-
Diametro albero	mm	30	45

Generatore componenti degli ingranaggi cilindrici

Progettazione **Calcolo**

Comuni

Output progettazione: Interasse

Angolo di pressione: 20,000 gr

Angolo d'elica: 0,0000 gr

Rapporto di trasmissione desiderato: 5

Modulo: 3 mm

Interasse: 162,000 mm

Correzione unità totale: 0,0000 su

Anteprima...

Ingranaggio 1

Componente: Faccia cilindrica

Numero di denti: 18

Larghezza faccia: 30

Correzione unità: 0,0000 su

Ingranaggio 2

Componente: Faccia cilindrica

Numero di denti: 90 su

Larghezza faccia: 30

Correzione unità: 0,0000 su

Risultati

i: 5,0000 su

ϵ : 1,6851 su

Ingranaggio 1

d_a : 60,000 mm

d : 54,000 mm

d_f : 46,500 mm

x_z : 0,5213 su

x_p : -0,0331 su

x_d : -0,2030 su

s_a : 0,6817 su

b_r : 0,5556 su

Ingranaggio 2

d_a : 276,000 mm

d : 270,000 mm

d_f : 262,500 mm

x_z : -1,6720 su

x_p : -4,2443 su

Calcola OK Annulla <<

Tipo di input: Rapporto di trasmissione Numero di denti

Tipo di dimensione: Modulo Modulo inglese

Raggiungimento dell'interasse: Correzione dente Angolo d'elica

Dimensioni dente unità

Ingranaggio 1 Ingranaggio 2

Aggiunta: a^* 1,0000 su 1,0000 su

Gioco: c^* 0,2500 su 0,2500 su

Raccordo di fondo: r_f^* 0,3500 su 0,3500 su

MATERIALE

AISI 4320 (o simili serie 43xx) - Acciaio Ni-Cr-Mo con buona cementabilità (simile a 18NiCrMo5)

Generatore componenti degli ingranaggi cilindrici

Progettazione **Calcolo**

Metodo di calcolo della resistenza: ISO 6336:1996

Carichi

	Ingranaggio 1	Ingranaggio 2
Potenza	p 7,500 kW	7,350 kW
Velocità	n 1500,00 gam	300,00 gam
Momento	T 47,746 N m	233,958 N m
Efficienza	η 0,980 su	

Valori del materiale

Ingranaggio 1 A322-4320

Ingranaggio 2 A322-4320

	Ingranaggio 1	Ingranaggio 2
Limite fatica da flessione	σ_{Fim} 700,0 MPa	700,0 MPa
Limite fatica da contatto	σ_{Him} 1270,0 MPa	1270,0 MPa
Modulo di elasticità	E 206000 MPa	206000 MPa
Coefficiente di Poisson	μ 0,300 su	0,300 su
Trattamento termico	4 su	4 su

Durata utile richiesta L_h 10000 h

Fattori Precisione

Calcola OK Annulla <<

Tipo di calcolo del carico

Potenza, Velocità --> Momento

Momento, Velocità --> Potenza

Potenza, Momento --> Velocità

Tipo di calcolo della resistenza: Verifica calcolo

Valori limite

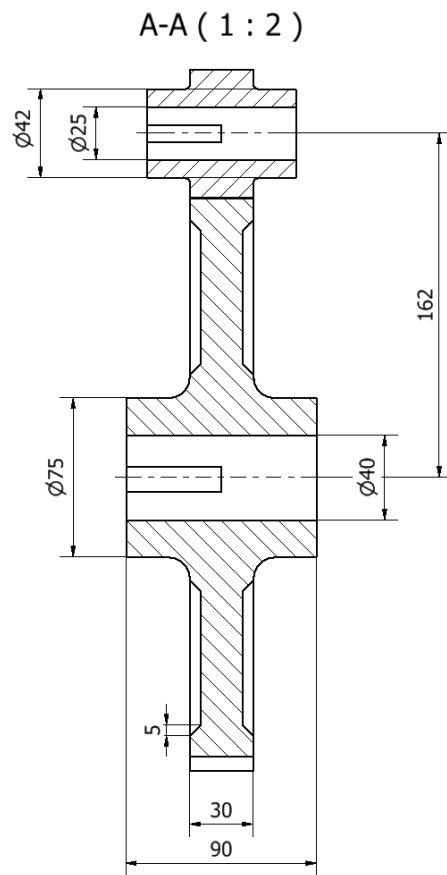
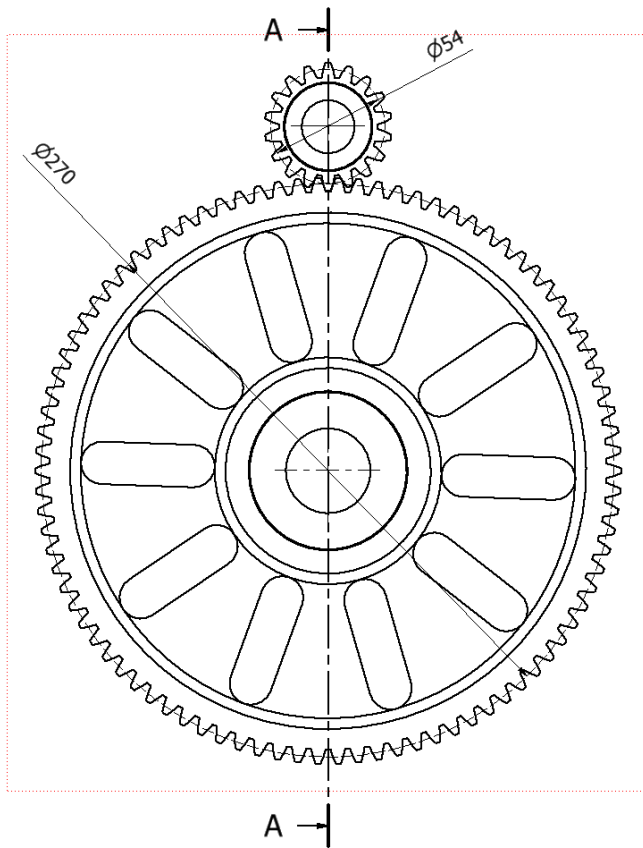
	Contatto	Flettente
Fattore di sicurezza minimo	1,200 su	1,300 su

Risultati

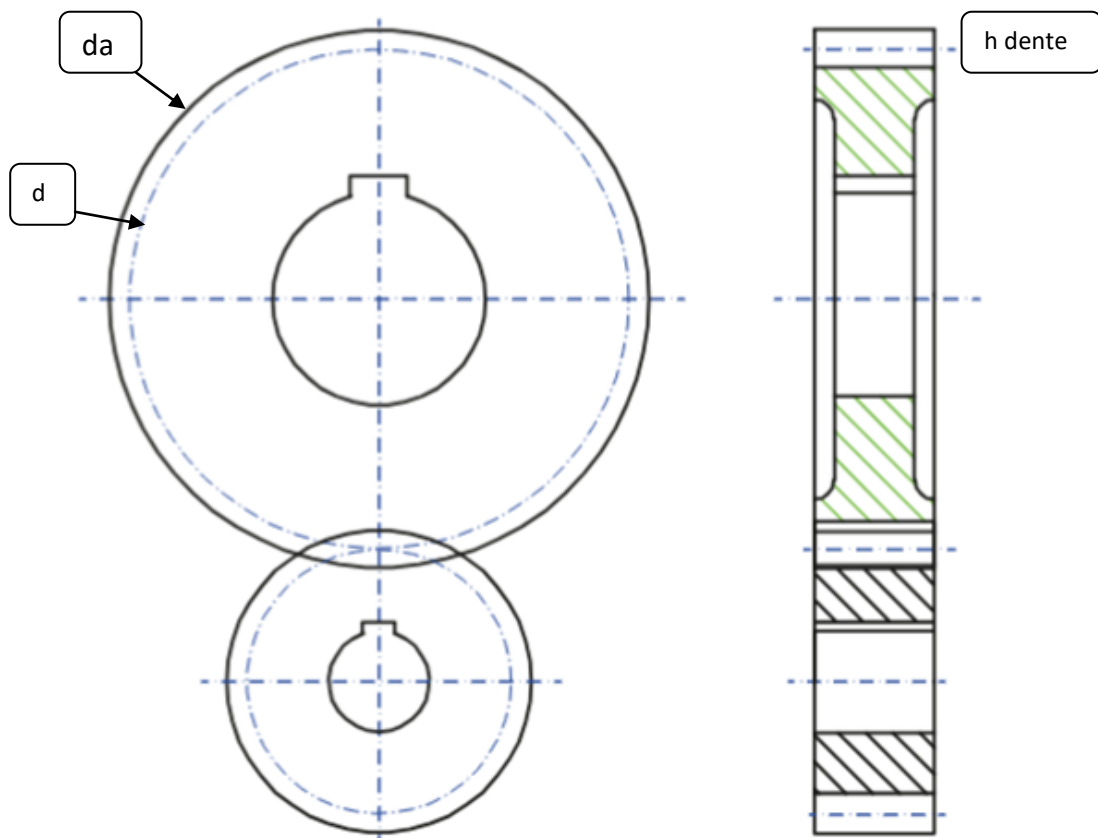
F_t	1768,388 N
F_r	643,641 N
F_a	0,000 N
F_n	1881,879 N
v	4,241 mas
n_{E1}	24655,836 gam
Ingranaggio 1	
S_H	1,457 su
S_F	6,574 su
S_{Hst}	3,152 su
S_{Fst}	13,402 su
Ingranaggio 2	
S_H	1,619 su
S_F	7,578 su
S_{Hst}	3,504 su
S_{Fst}	15,089 su

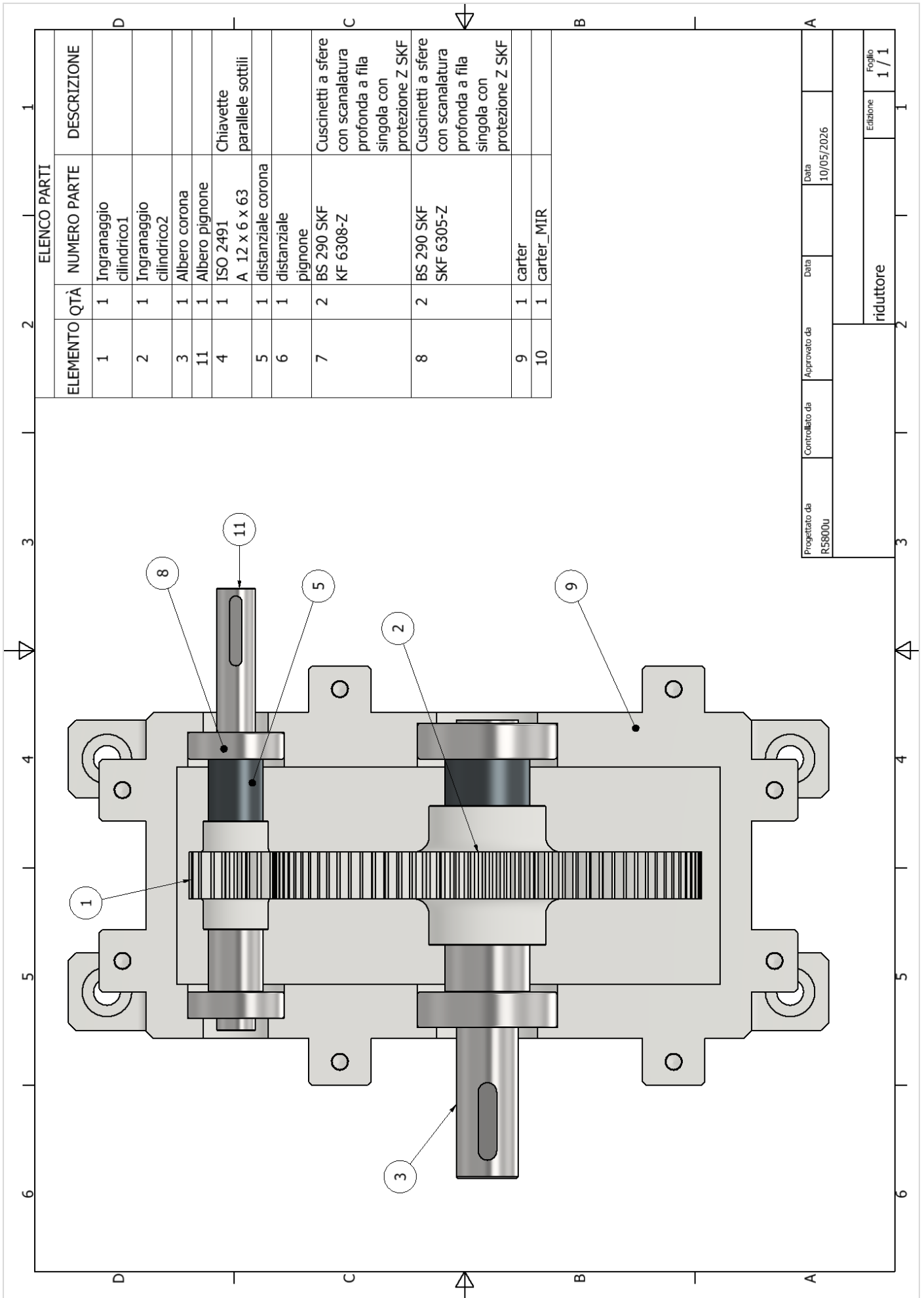


La rappresentazione 2D prodotta da Inventor non è norma.



A norma:

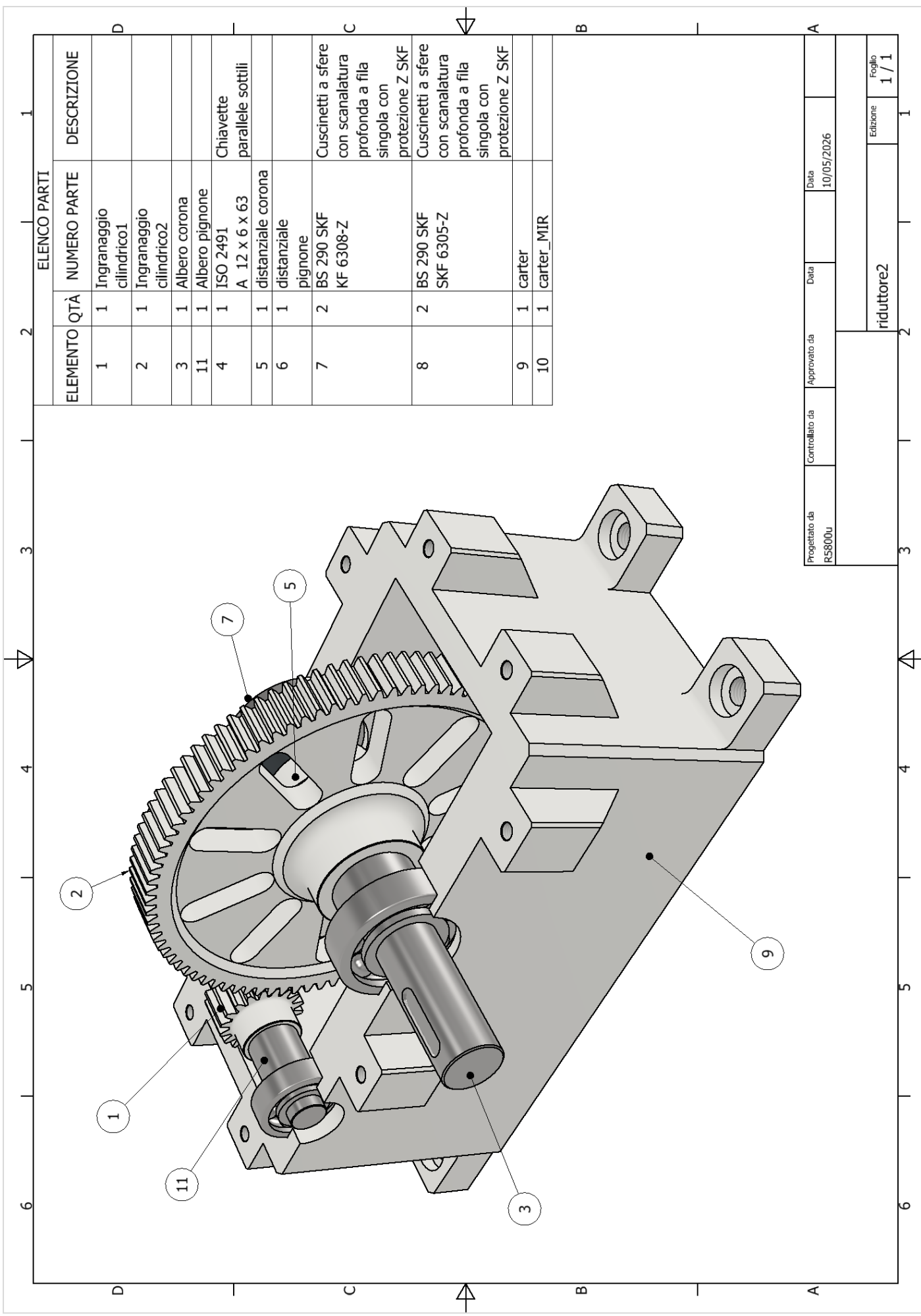




ELENCO PARTI

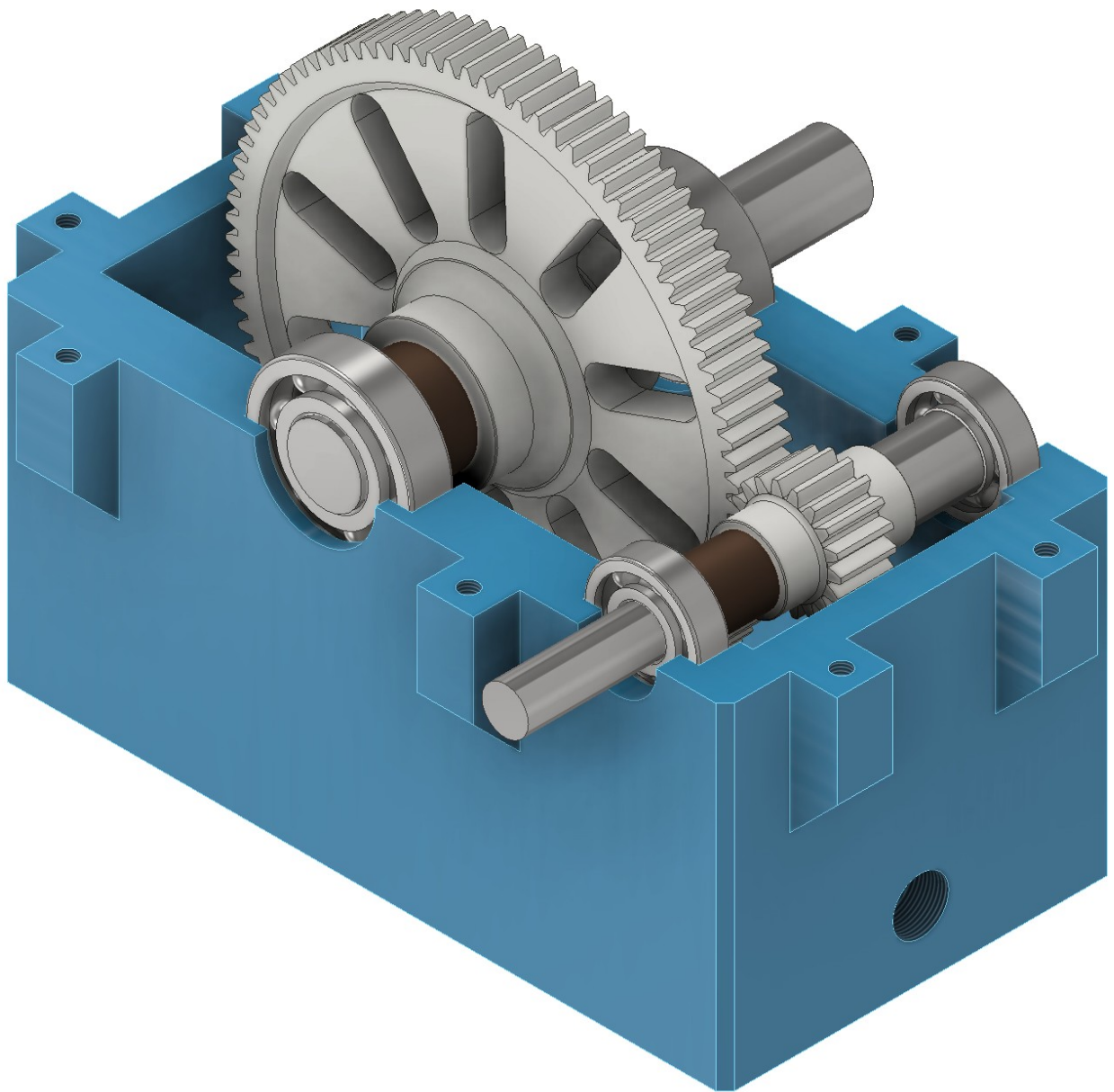
ELEMENTO	QTÀ	NUMERO PARTE	DESCRIZIONE
1	1	Ingranaggio cilindrico1	
2	1	Ingranaggio cilindrico2	
3	1	Albero corona	
11	1	Albero pignone	
4	1	ISO 2491 A 12 x 6 x 63	Chiavette parallele sottili
5	1	distanziale corona	
6	1	distanziale pignone	
7	2	BS 290 SKF KF 6308-Z	Cuscinetti a sfere con scanalatura profonda a fila singola con protezione Z SKF
8	2	BS 290 SKF SKF 6305-Z	Cuscinetti a sfere con scanalatura profonda a fila singola con protezione Z SKF
9	1	carter	
10	1	carter_MIR	

Progettato da RS5800u	Controllato da	Approvato da	Data 10/05/2026
riduttore			Foglio 1 / 1



ELENCO PARTI			
ELEMENTO	QTÀ	NUMERO PARTE	DESCRIZIONE
1	1	Ingranaggio cilindrico1	
2	1	Ingranaggio cilindrico2	
3	1	Albero corona	
11	1	Albero pignone	
4	1	ISO 2491 A 12 x 6 x 63	Chiavette parallele sottili
5	1	distanziale corona	
6	1	distanziale pignone	
7	2	BS 290 SKF KF 6308-Z	Cuscinetti a sfere con scanalatura profonda a file singola con protezione Z SKF
8	2	BS 290 SKF SKF 6305-Z	Cuscinetti a sfere con scanalatura profonda a file singola con protezione Z SKF
9	1	carter	
10	1	carter_MIR	

Progettato da RS600u	Controllato da	Approvato da	Data 10/05/2026
riduttore2			Foglio 1 / 1



Modelli cuscinetti a sfere tratti dal catalogo SKF.



Cuscinetti radiali a sfere

6206-2RSF/C3GJN7

SKF Deep groove ball bearing for highly contaminated environments

d: 30 mm
D: 62 mm
B: 16 mm

C: 20.3 kN
 n_{lim} : 3500 r/min



Cuscinetti radiali a sfere

6309

Cuscinetto radiale a sfere

d: 45 mm
D: 100 mm
B: 25 mm

C: 55.3 kN
 n_{lim} : 9500 r/min

Verifichiamo il cuscinetto più piccolo "6206".

Abbiamo un numero di giri pari a: $n_1 = 1500$ rpm che è inferior a quello limite del costruttore di 3500.

Il carico radiale (dinamico) vale: $F_r = F_t \tan(20) = 966,0$ N

Essendo il carico assiale trascurabile abbiamo: $P = F_r$

Per cuscinetti a sfere vale la relazione: $\frac{C}{P} = L_{10}^{\frac{1}{3}}$

- L_{10} = durata (in milioni di giri) superata dal 90% dei cuscinetti dello stesso modello (10 rappresenta la probabilità di cedimento del 10%)
- C = carico tollerato dal cuscinetto destinato a compiere 10^6 giri (1 milione di giri)

Nel nostro caso con il cuscinetto 6206: $C = 20.3$ kN

$L = (C/P)^3 = (20300 / 966)^3 = 9280$ milioni di giri

La durata in ore del cuscinetto vale: $h = 103111$ ore \rightarrow circa 11 anni !

$$h = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot n} \cdot L_{10}$$

DURATA DEI CUSCINETTI

La durata L10 non è un valore fisso, ma un parametro statistico standardizzato (ISO 281) che indica le ore operative che almeno il 90% di un gruppo di cuscinetti identici raggiungerà o supererà prima di mostrare i primi segni di fatica del materiale.



La lubrificazione è l'operazione che più di ogni altra influisce sulla durata dei cuscinetti, in positivo e in negativo. Protegge da corrosione e usura, evitando il contatto tra gli elementi, ma allo stesso tempo è in grado di dissipare il calore in caso di temperature eccessivamente elevate o difendere i componenti da quelle troppo basse, migliorando non solo la funzionalità dei cuscinetti ma anche la loro rumorosità in esercizio.

Una lubrificazione non corretta può essere rilevata con la presenza di piste e corpi volventi scoloriti, con colorazioni che vanno dal blu al marrone, mentre le cause che possono portare a questa situazione sono molteplici.

Come si calcola in ore L10h

Il valore si ottiene considerando il carico applicato e la velocità di rotazione:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \times \frac{10^6}{60 \times n}$$

- C: Capacità di carico dinamico (indicata nei cataloghi del produttore).
- P: Carico dinamico equivalente applicato al cuscinetto.
- P: Esponente della curva di durata (3 per i cuscinetti a sfere, 10/3 per quelli a rulli).
- n: Velocità di rotazione (giri al minuto o RPM).

Mentre il calcolo dipende dalle specifiche, i produttori (come SKF o NSK) definiscono durate standard consigliate per diverse tipologie di macchinari:

- Elettrodomestici e macchine per uso saltuario: 2.000 - 8.000 ore.
- Macchine industriali a utilizzo intermittente: 8.000 - 12.000 ore.
- Macchinari industriali generici (es. pompe, riduttori): 20.000 - 40.000 ore.
- Motori elettrici, macchinari pesanti e turbine: 40.000 - 60.000 ore.

Per garantire una durata minima ed evitare guasti precoci nel restante 10 % dei cuscinetti, si agisce su tre fronti:

1. il ricalcolo statistico
2. l'ottimizzazione operativa
3. il monitoraggio.

1. Calcolare la durata ad alta affidabilità L_n

Se la sopravvivenza del 90 % non è sufficiente, la norma ISO 281 permette di calcolare la durata per percentuali di affidabilità superiori (fino al 99.9 %). Si applica un fattore di correzione statistico a_1 alla durata L_{10} :

$$L_{nh} = a_1 \times L_{10h}$$

I coefficienti standard a_1 da applicare sono:

- Affidabilità 95% (L5): moltiplica L_{10} per 0,64
- Affidabilità 98% (L2): moltiplica L_{10} per 0,37
- Affidabilità 99% (L1): moltiplica L_{10} per 0,25

Esempio: per una certezza del 99 % che il cuscinetto non si rompa, se deve dimensionare il componente in modo che la sua durata teorica L_{10} sia quattro volte superiore a quella che serve realmente.

2. Utilizzare il metodo ISO 281 modificato L_{nm}

I produttori moderni (come SKF, FAG, NSK) utilizzano una formula evoluta che introduce un fattore di modifica della durata aISO. Questo fattore tiene conto di elementi reali che, se ottimizzati, eliminano la fatica precoce:

- Fattore di contaminazione ec: l'uso di guarnizioni efficienti impedisce l'ingresso di polvere e particelle abrasive.
- Rapporto di viscosità k: garantisce che lo spessore del film d'olio separi completamente i corpi volventi dalle piste.
- Limite di carico di fatica C_u : se il carico reale è inferiore a questa soglia e la lubrificazione è perfetta, la durata del cuscinetto diventa virtualmente infinita.

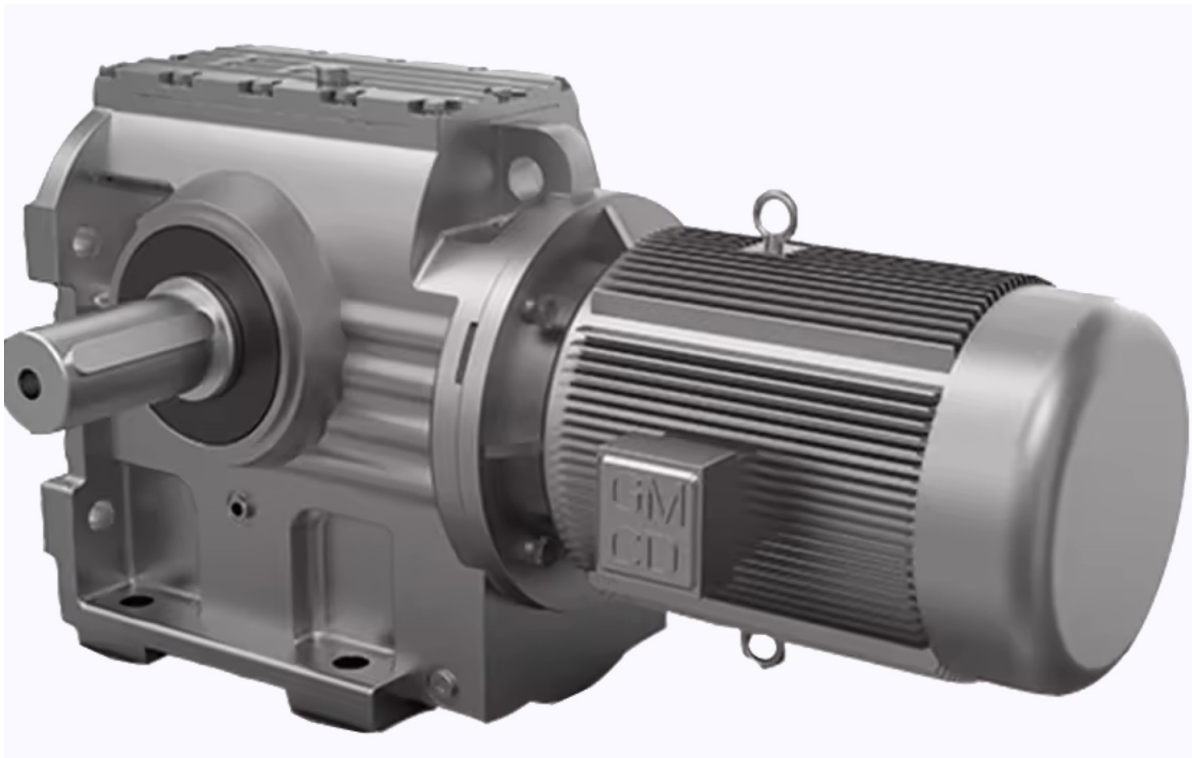
3. Azioni pratiche sul campo

La fatica del materiale causa solo una minima parte dei guasti prematuri. Per garantire la durata minima devi controllare le cause principali di rottura:

- Montaggio corretto: evita colpi diretti sugli anelli e usa strumenti a induzione per il calettamento a caldo. I disallineamenti distruggono il componente in poche ore.
- Lubrificazione di precisione: la maggior parte dei guasti precoci è dovuta a lubrificante insufficiente, eccessivo o contaminato.
- Manutenzione predittiva: installa sensori di vibrazione e monitora la temperatura. Ti permettono di intercettare il microscopico inizio del danno con settimane di anticipo rispetto al blocco meccanico.

PROGETTO RIDUTTORE A RUOTE CONICHE A DENTI DIRITTI

Cambiare la configurazione da assi paralleli ad assi perpendicolari (a 90 gradi) è una scelta molto comune quando si vuole ottimizzare lo spazio o collegare il motore lateralmente rispetto alla pompa.



Una pompa idraulica opera con i seguenti parametri:

- Portata (Q): 10 l/s = 0,01 m³/s
- Prevalenza (H): 50 m
- n° pompa = 500 rpm
- n° motore elettrico = 1500 rpm

Progetto riduttore ruote dentate coniche a denti dritti

Pompa idraulica con motore elettrico

Portata	0,01 m ³ /s
Prevalenza	50 m
n ^{2°} pompa	500 rpm
n ^{1°} motore	1500 rpm

Potenze in gioco

Ph pompa	4905 W	$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$
rend. Pompa	0,8	
rend. Riduttore	0,97	
Pm motore	6320,9 W	

Scegliamo motore asincrono trifase standard da 7,5 kW (10 CV).

Pm effettiva	7500 W
--------------	--------

Riduttore a ingranaggi

rapp. Rid. $i=n_1/n_2$	3
ω_1	157 rad/s
ω_2	52,33 rad/s
Coppie	
M1 (pignone)	47,8 Nm
M2 (corona)	143,3 Nm
Pignone 18NiCrMo5 (cement.+ tempra)	
σ snerv.	830,0 N/mm ²
Corona 39NiCrMo3 (bonificato)	
σ snerv.	540 N/mm ²

Per evitare interferenza fra i denti e garantire fluidità, numero minimo denti $z_1 \geq 17$

z1	18
z2	54

Calcolo modulo esterno (me)

Ka fattore sovraccarico	1,5	per pompe a pistoni
$\delta_1 = \arctan(z_1/z_2) = 1/i$	18,4	angolo cono primitivo
$z_v1 = z_1 / \cos(\delta_1)$	18,97	numero denti virtuale
Y fattore forma di Lewis	0,3	da tabelle
σ_{amm}	200	N/mm ²
$\lambda = b/m$	7	coeff. di larghezza dentatura tipico ruote coniche (6-8)

Il modulo esterno secondo il metodo Lewis è data da

$m = m_e \min$	2,67 mm
----------------	---------

A causa fenomeno della fatica prendiamo un valore unificato >

m_e	4
-------	---

NOTA: verso il centro del cono il modulo effettivo si riduce!

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_1 \cdot K_A}{z_1 \cdot \lambda \cdot Y \cdot \sigma_{amm}}}$$

Calcolo larghezza dentatura (b)

Diametri primitivi	
D1 (pignone)	72 mm
D2 (corona)	216 mm

Calcolo lunghezza R del cono

$R = (R_1^2 + R_2^2)^{0.5}$	113,8 mm
$b \leq R/3$	37,9 limite geometrico (cono troppo appuntito)
$b \geq \lambda \cdot m$	28 limite meccanico (per distribuire il carico)
Assumiamo	
b	30 mm

Geometria delle ruote dentate

me modulo esterno	4 mm
z1	18
z2	54
D1	72 mm
D2	216 mm
R lunghezza Cono	113,8 mm
b larghezza dentatura	30 mm
δ_1 delta1 angolo pignone	18,4 °
$\delta_2 = 90 - \delta_1$ angolo corona	71,6 °

Calcolo forze che agiscono sul pignone

Cs coeff. servizio	1,5 per pompe da tabelle
	71656,0
M1eff	5 Nmm
D1m = D medio del pignone	62,51
Forza tangenziale media	$d_m = d - (b \cdot \sin \delta)$
Ft media = M1eff / (D1m/2)	2292,5 N
Componenti radiale e assiale della forza sul pignone	
α Angolo pressione standard	20 °
Fr1 = Ftm * tan(α) * cos(δ_1)	788 N
Fa1 = Ftm * tan(α) * sen(δ_1)	254 N

Volano

Nel caso di pompa idraulica a pistoncini abbiamo un volano da montare sull'albero motore
 massa 61 kg

Dimensionamento alberi

Acciaio 39NiCrMo3 (bonifica)

σ snerv.	540 N/mm ²
Cs coeff. servizio	1,5 per pompe da tabelle
M1eff = Cs * M1	71656 Nmm
M2eff = Cs * M2	214968 Nmm
Ksicurezza	8 difetti del materiale, errori di calcolo, imprevisti
σ amm.	67,5 N/mm ²

Albero pignone

Per metterci in sicurezza ipotizziamo

Mt1 = Mf1 = M1eff	71656 Nmm
M1id	101337 Nmm
d1min	24,83 mm

Per tenere conto del volano e sede chiavetta prendiamo valore unificato

d1	35 mm
----	-------

$$M_{id1} = \sqrt{M_{f1}^2 + M_{t1}^2}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{id1}}{\pi \cdot \sigma_{amm}}}$$

Albero corona

Per metterci in sicurezza ipotizziamo

$M_{t2}=M_{f2}=M_{2eff}$ 214968 Nmm

M_{2id} 304011 Nmm

d_{1min} 35,80 mm

Per tenere conto della sede chiavetta prendiamo valore unificato

d_2 45 mm

Potenza termica

Un riduttore da 7,5 kW con efficienza del 97% perde sotto forma di calore

P.termica 225 W

Questo calore va smaltito tramite un sistema di alette realizzare sul carter

Tipo di Carico	Esempio	Valore tipico (K_A)
Uniforme	Ventilatori, generatori, nastri trasportatori leggeri	1,0 - 1,2
Urti Moderati	Pompe centrifughe, compressori rotativi, mescolatori	1,25 - 1,4
Urti Forti	Pompe a pistoni , frantoi, mulini, calandre	1,5 - 2,0

Numero denti (z)	Fattore di forma (Y)
12	0,245
15	0,282
18	0,308
20	0,320
30	0,358
50	0,408
100	0,446
Crema gl iera (∞)	0,484

ESERCIZIO MODELLIZZAZIONE RIDUTTORE

Parametro	Unità	Pignone (Ingresso)	Corona (Uscita)
Rapp. Tramission. (i)	-	3	3
Numero di denti (z)	-	18	54
Modulo (m)	mm	4	4
Diametro Primitivo (d)	mm	73	216
Diametro Esterno (da)	mm	60	276
Larghezza (b)	mm	30	30
Diametro albero	mm	35	45

Generatore componenti degli ingranaggi conici

Progettazione Calcolo

Comuni

Rapporto di trasmissione: 3 su
 Larghezza faccia: 30 mm
 Angolo di pressione: 20,0000 gr
 Angolo d'elica: 0,00000000 gr

Modulo: 4,000 mm
 Angolo albero: 90 gr
 Distribuzione correzione unità: Personalizzato
 Anteprima...

Ingranaggio 1

Componente: Faccia cilindrica
 Numero di denti: 18 su Piano
 Correzione unità: 0,00000000 su
 Spostamento tangenziale: 0,0000 su

Ingranaggio 2

Componente: Faccia cilindrica
 Numero di denti: 54 su Piano
 Correzione unità: -0,0000 su
 Spostamento tangenziale: -0,0000 su

Risultati

ϵ : 1,7222 su
 b_r : 0,2635 su

Ingranaggio 1

d_{ae} : 79,589 mm
 d_e : 72,000 mm
 d_{fe} : 62,893 mm
 x_z : 0,4732 su
 x_p : -0,1071 su
 x_d : -0,2742 su
 s_a : 0,6884 su

Ingranaggio 2

d_{ae} : 218,530 mm
 d_e : 216,000 mm
 d_{fe} : 212,964 mm
 x_z : -4,1232 su
 x_p : -8,9851 su

Calcola OK Annulla <<

Tipo di input

Rapporto di trasmissione
 Numero di denti

Tipo di dimensione

Modulo
 Modulo inglese

Dimensioni dente unità

Ingranaggio 1 Ingranaggio 2

Aggiunta a^* : 1,0000 su / 1,0000 su
 Gioco c^* : 0,2000 su / 0,2000 su
 Raccordo di fondo r_f^* : 0,3000 su / 0,3000 su

MATERIALE

AISI 4320 (o simili serie 43xx) - Acciaio Ni-Cr-Mo con buona cementabilità (simile a 18NiCrMo5)

Generatore componenti degli ingranaggi conici

Progettazione **Calcolo**

Metodo di calcolo della resistenza
ISO 6336:1996

Carichi

	Ingranaggio 1	Ingranaggio 2
Potenza	P 7,500 kW	7,275 kW
Velocità	n 1500,00 gam	500,00 gam
Momento	T 47,746 N m	138,942 N m
Efficienza	η 0,970 su	

Valori del materiale

Ingranaggio 1 A322-4320

Ingranaggio 2 A322-4320

Limite fatica da flessione	σ_{Fim} 700,0 MPa	700,0 MPa
Limite fatica da contatto	σ_{Him} 1270,0 MPa	1270,0 MPa
Modulo di elasticità	E 206000 MPa	206000 MPa
Coefficiente di Poisson	μ 0,300 su	0,300 su
Trattamento termico	4 su	4 su

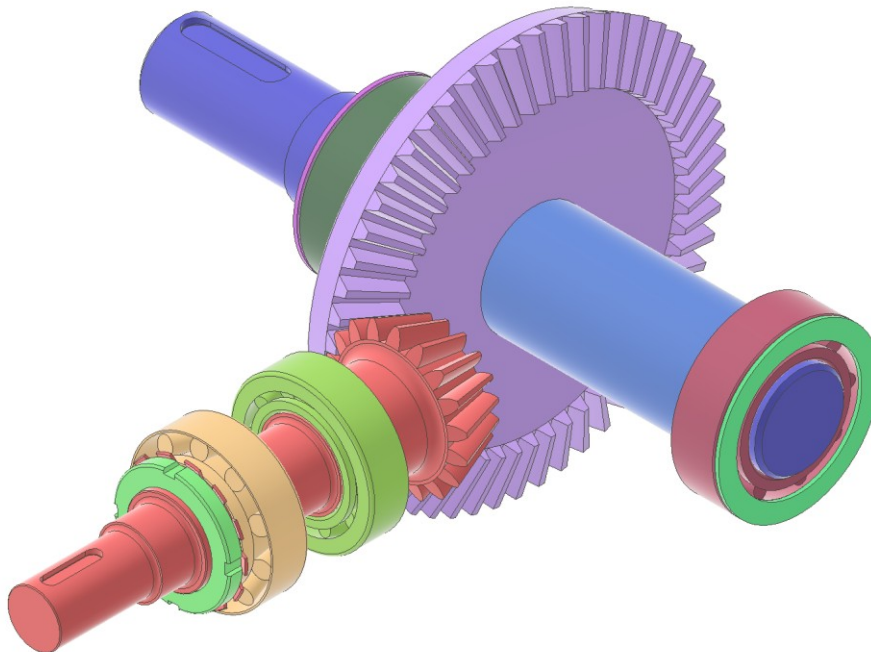
Durata utile richiesta L_h 10000 h

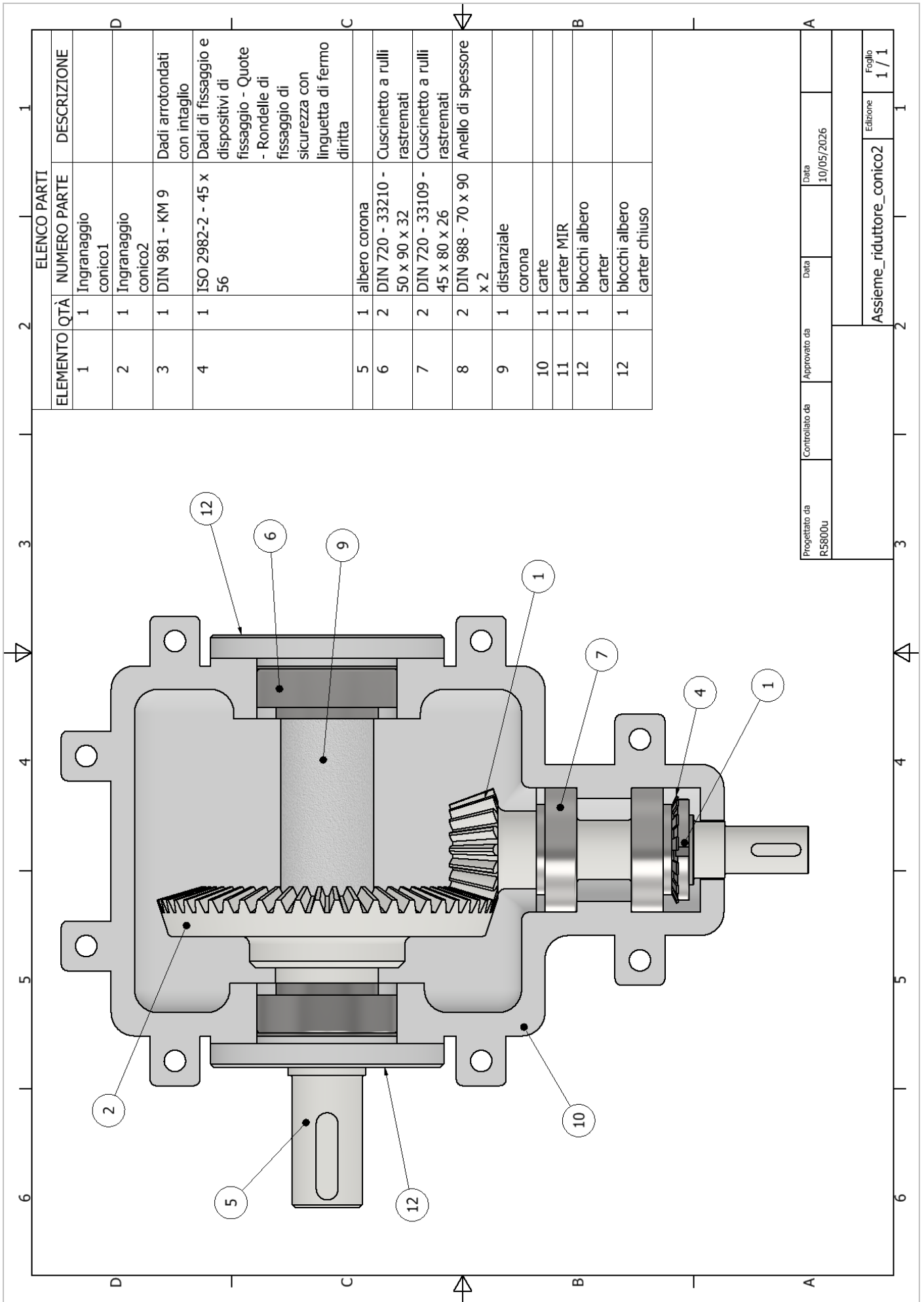
Fattori Precisione

Risultati

F_t	1527,566 N
F_n	1625,601 N
v	4,910 mas
n_{E1}	22215,910 gam
Ingranaggio 1	
F_{r1}	527,457 N
F_{r2}	527,457 N
F_{a1}	175,819 N
F_{a2}	175,819 N
S_H	1,964 su
S_F	7,575 su
S_{Hst}	4,235 su
S_{Fst}	15,523 su
Ingranaggio 2	
F_{r1}	175,819 N
F_{r2}	175,819 N
F_{a1}	527,457 N
F_{a2}	527,457 N
S_H	2,181 su
S_F	8,479 su
S_{Hst}	4,704 su
S_{Fst}	16,748 su

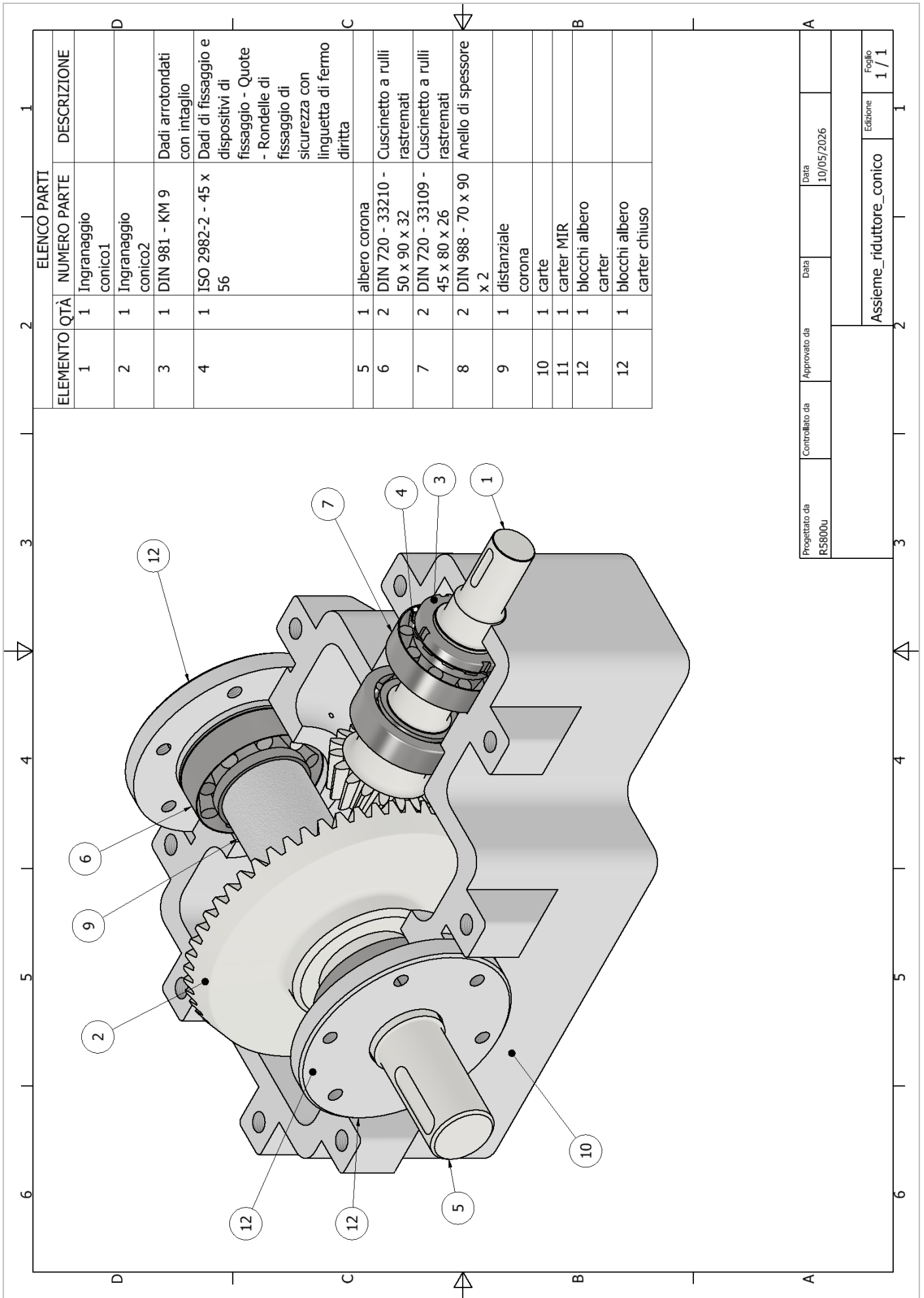
Calcola OK Annulla >>





ELENCO PARTI		
ELEMENTO	QTÀ	DESCRIZIONE
1	1	Ingranaggio conico1
2	1	Ingranaggio conico2
3	1	DIN 981 - KM 9
4	1	ISO 2982-2 - 45 x 56
5	1	albero corona
6	2	DIN 720 - 33210 - rastremati
7	2	DIN 720 - 33109 - rastremati
8	2	DIN 988 - 70 x 90 x 2
9	1	distanziale corona
10	1	carte
11	1	carter MIR
12	1	blocchi albero carter
12	1	blocchi albero carter chiuso

Progettato da RS600u	Controllato da	Approvato da	Data 10/05/2026
Assieme_riduttore_conico2		Edizione 1 / 1	Foglio 1 / 1



ELENCO PARTI			
ELEMENTO	QTÀ	NUMERO PARTE	DESCRIZIONE
1	1	Ingranaggio conico1	
2	1	Ingranaggio conico2	
3	1	DIN 981 - KM 9	Dadi arrotondati con intaglio
4	1	ISO 2982-2 - 45 x 56	Dadi di fissaggio e dispositivi di fissaggio - Quote - Rondelle di fissaggio di sicurezza con linguetta di fermo dritta
5	1	albero corona	
6	2	DIN 720 - 33210 - 50 x 90 x 32	Cuscinetto a rulli rastremati
7	2	DIN 720 - 33109 - 45 x 80 x 26	Cuscinetto a rulli rastremati
8	2	DIN 988 - 70 x 90 x 2	Anello di spessore
9	1	distanziale corona	
10	1	carte	
11	1	carter MIR	
12	1	blocchi albero carter	
12	1	blocchi albero carter chiuso	

Progettato da RS800U	Controllato da	Approvato da	Data 10/05/2026
Assieme_riduttore_conico		Edizione 1 / 1	

