

Proporzionamento della trasmissione a cinghie

Noti la potenza nominale P_n del motore, il tipo di motore e di macchina operatrice, le condizioni di lavoro, la frequenza di rotazione n_1 della puleggia motrice, il rapporto di trasmissione i , la procedura di calcolo è la seguente:

- 1) calcolo della potenza corretta P_c

$$P_c = P_n F_s$$

in cui F_s è un coefficiente di servizio che tiene conto delle condizioni e del tipo di lavoro e del tipo di motore e di macchina operatrice

- 2) scelta della sezione della cinghia in funzione della potenza corretta e del numero di giri della puleggia motrice per mezzo di grafici riportati dalla manualistica

- 3) fissato un valore di velocità periferica si ricavano i diametri primitivi delle pulegge e si assumono i valori unificati più prossimi a quelli calcolati

- 4) calcolo del diametro equivalente d_e corrispondente al diametro primitivo di due pulegge uguali ($i=1$)

$$d_e = d_{p1} F_b$$

in cui F_b è un coefficiente in funzione del rapporto di trasmissione

- 5) determinazione della potenza nominale P_1 trasmissibile dalla cinghia scelta, i cui valori sono riportati in tabella in funzione del diametro equivalente e della velocità periferica v per un angolo di avvolgimento di 180°

- 6) calcolo dell'interasse minimo (mancante come dato di progetto)

$$I = (d_{p2} + d_{p1})/2 + d_{p1}$$

- 7) calcolo della lunghezza primitiva L_p della cinghia che, nel caso di cinghia dritta è data dalla relazione

$$L_p = 2I + \pi/2(d_{p1} + d_{p2}) + (d_{p1} - d_{p2})^2/4I$$

adottando poi un valore unificato (commerciale) più prossimo a quello trovato, ricalcolando quindi l'interasse effettivo

- 8) calcolo dell'angolo di avvolgimento effettivo α_1 della puleggia più piccola

$$\alpha_1 = 180 - 57(d_{p2} - d_{p1})/I$$

- 9) calcolo della potenza trasmissibile P_{1e} da una cinghia della sezione scelta

$$P_{1e} = P_1 F_a F_e$$

dove F_a coefficiente correttivo dipendente dall'angolo di avvolgimento e F_e è un coefficiente che tiene conto della lunghezza effettiva della cinghia

- 10) calcolo del numero di cinghie Z , arrotondato al valore intero

$$Z = P_c/P_{1e}$$

Potenza nominale = 7.5 kW

Fattore di servizio = 1.3

macchina motrice: motore elettrico

macchina operatrice: simile a pompa a pistoncini funzionante per otto ore continuative

1) potenza corretta = 9.75 kW

2) cinghia di sezione tipo A

3) con una velocità periferica di 14 m/s il diametro primitivo della puleggia motrice risulta di 184 mm, si adotta un valore unificato di $d_{p1} = 180$ mm

4) in funzione del rapporto di trasmissione $i = 2$ il coefficiente F_b è uguale ad 1.13 e quindi il diametro equivalente è pari 203 mm

5) potenza nominale della cinghia $P_1 = 3.12$ kW

6) l'interasse minimo con $d_{p1} = 180$ mm e $d_{p2} = 360$ mm è pari a 450 mm

7) la lunghezza primitiva della cinghia risulta essere di 1765.8 mm, la lunghezza commerciale è 1810 mm e l'interasse effettivo è pari a 472 mm

8) l'angolo di avvolgimento 158°

9) il coefficiente $F_a = 0.945$ ed il coefficiente $F_e = 1.03$

la potenza nominale di una cinghia di tipo A in quelle condizioni è pari a 3 kW

10) il numero di cinghie necessarie sarà di 4.

La larghezza della puleggia si calcola in funzione della larghezza nominale della cinghia per il numero di cinghie più gli sballamenti $b_p = 80$ mm

Proporzionamento della trasmissione a ruote dentate a denti dritti

La progettazione delle ruote dentate si basa sulla determinazione del modulo m , tenendo conto delle forze da trasmettere e della resistenza del materiale impiegato.

I dati di progetto sono:

$P = 7.5 \text{ kW}$ (ipotesi che il rendimento della trasmissione a cinghie sia pari ad 1)

numero di giri dell'albero motore = 725 giri/min

numero di giri albero condotto = 225 giri/min

rapporto di trasmissione $i = 3.22$

materiale delle ruote dentate: acciaio C60 bonificato

si determina il modulo m mediante la formula di LEWIS che considera il dente come una mensola incastrata

$$m = (2M_t f_s / (\gamma \lambda z f_v \sigma_{am}))^{1/3}$$

dove :

M_t : coppia motrice

f_s : fattore di servizio

γ : coefficiente di forma che dipende dall'angolo di pressione e dal numero di denti

λ : rapporto tra larghezza del dente ed il modulo

f_v : coefficiente di velocità dipendente dalla velocità periferica e dal grado di lavorazione dell'ingranaggio

z : numero di denti del pignone

σ_{am} : la sollecitazione ammissibile del materiale

successivamente si fa la verifica ad usura dove si confronta la pressione max sul con quella ammissibile

$$p_{max} = f(F_t(1/z_3 + 1/z_4)/b m \eta)^{1/2} < p_{amm} = 2.5 H/(nh)^{1/6}$$

dove:

f = coefficiente che dipende dai materiali a contatto

F_t = forza da trasmettere

z_3 = numero di denti della ruota motrice

z_4 = numero di denti della ruota condotta

b = larghezza del dente

m = modulo

η = coefficiente che dipende dalla velocità periferica e dalla precisione della lavorazione

H = indice della durezza Brinell (MPa)

n = numero di giri della ruota condotta

h = numero di ore di funzionamento

scelto un fattore di servizio $f_s = 1.2$ il momento torcente è pari

$$M_t = P f_s / 2\pi n / 60 = 118.6 \text{ Nm}$$

$Y = 0.321$ per un angolo di 20° e numero di denti del pignone $z_3 = 19$

$$\Lambda = 15$$

$f_v = 0.48$ per una velocità periferica ipotizzata pari a 10 m/s ed una lavorazione precisa

$$\sigma_{amm} = 150 \text{ Mpa}$$

$m = 3.3 \text{ mm}$ unificato a 3.5 mm

con questo valore del modulo si effettua la verifica ad usura utilizzando i seguenti valori:

$$F_t = 2M_t / m z_3 = 3567 \text{ N}$$

$$b = 52.5 \text{ mm}$$

$$m = 3.5$$

$$z_3 = 19 \quad z_4 = z_3 i = 61$$

$$\eta = 1$$

$$f = 473$$

$$H = 2000 \text{ Mpa}$$

$$n = 225 \text{ giri/min}$$

$$h = 20000 \text{ ore}$$

$$p_{max} = 542 \text{ Mpa} \gg p_{amm} = 389 \text{ Mpa}$$

si ripete il calcolo per un valore di modulo $m = 4$ senza esito positivo.

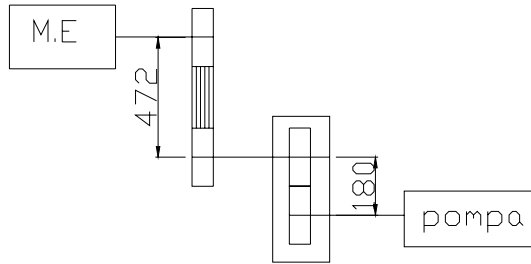
Con un valore $m = 4.5$ si ricava $p_{max} = 375 \text{ Mpa} < p_{amm} = 389 \text{ Mpa}$

numero di denti pignone $z_3 = 19$

numero di denti condotta $z_4 = 61$

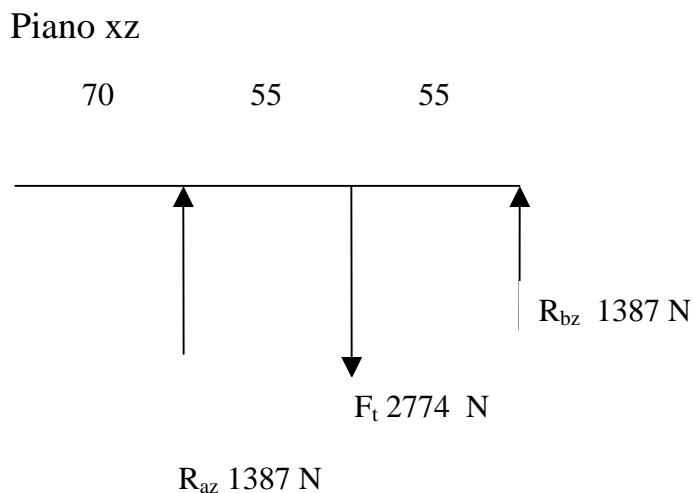
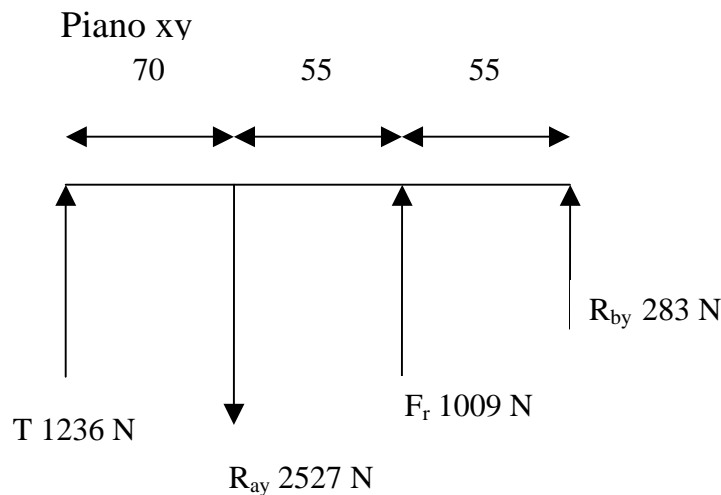
diametro primitivo pignone	d_3	$m * z_1$	85.5 mm
diametro primitivo condotta	d_4	$m * z_2$	274.5 mm
interasse	i	$d_1 + d_2 / 2$	180 mm
larghezza del dente	b	$b * m$	67.5 mm

Schema trasmissione



Dimensionamento albero di rinvio

Definito un ingombro di massima in funzione delle dimensioni delle pulegge e dei cuscinetti e con in carichi applicati (tiro delle cinghie e le forze agenti sugli ingranaggi) si ottiene lo schema seguente per determinare le reazioni vincolari, e quindi dimensionare le sezioni più sollecitate dell'albero di rinvio



Questa situazione di carico la sezione più sollecitata risulta essere la sezione A con momento flettente pari a 86520 Nmm e momento torcente pari 118600 Nmm. Scelto come materiale dell'albero 39NiCrMo3, avente $\sigma_{sn} = 735$ Mpa, con un coefficiente di sicurezza pari a 6, dimensionando l'albero a flessotorsione con il criterio di von Mises si ottiene un diametro $d >$ di 21.6 mm. Si assume un diametro pari a 25 mm.