

ESAME DI STATO 2013/14

INDIRIZZO MECCANICA

TEMA DI MECCANICA

Tema n.2

Tipologia cinghie

Il calcolo della trasmissione con cinghie ha una procedura unificata, a partire dalla potenza da trasmettere, numero di giri della puleggia motrice, numero di giri della puleggia condotta, interasse e condizioni di lavoro.

Seguendo tale procedura si fissa un fattore di servizio ($f_s = 1.1$) e si calcola una potenza corretta $P_c = 2,2$ kW

Con questa potenza e il numero di giri della puleggia motrice si determina la sezione della cinghia (tipo A).

Si sceglie il diametro della puleggia motrice (90 mm) tra quelli unificati e di conseguenza quello della puleggia condotta (180 mm).

Si calcola il diametro equivalente della puleggia motrice tenendo conto di un coefficiente che è funzione del rapporto di trasmissione (per $i=2$ $f_b = 1,13$) tale diametro risulta $d_e = 101,7$ mm.

Col diametro equivalente e la velocità periferica della cinghia si calcola la potenza nominale trasmissibile dalla cinghia ($P_n = 2,02$ kW).

Questa potenza nominale viene poi corretta da due fattori che sono funzione della lunghezza della cinghia e dell'angolo di avvolgimento.

La potenza effettiva trasmissibile da una cinghia risulta $P_e = 1,92$ kW.

Avendo da trasmettere 2 kW occorrono due cinghie di tipo A.

Albero di trasmissione

Per calcolare il diametro dell'albero occorre determinare i carichi agenti sull'albero:

- torsione
- flessione
- taglio

Trascurando l'azione di taglio si va a calcolare la torsione e la flessione.

La torsione è data dalla potenza diviso la velocità angolare ($2000/(1450 \cdot 2 \cdot 3,14/60) = 13180$ Nmm).

Per avere i momenti flettenti si devono determinare i carichi agenti nei piani x-y e x-z e le relative reazioni vincolari.

I carichi agenti sono:

- il tiro di cinghia (pari a 2,5 volte la forza tangente), $T = 368$ N
- le due forze agenti sulla mola sono quella radiale dovuta alla spinta dell'utilizzatore sulla mola e quella tangenziale dovuta a quella radiale moltiplicata per il coefficiente di attrito (assunto pari a 0,3).

La forza radiale ipotizzata è pari alla massima forza che la coppia motrice prodotta dal motore può equilibrare.

La componente tangenziale agisce nello stesso piano del tiro di cinghia e vale 105 N, quella radiale agisce nel piano perpendicolare e vale 350 N.

Con questi carichi si determinano le reazioni vincolari nei rispettivi piani e sommandoli vettorialmente si determinano i carichi sui cuscinetti e i momenti flettenti.

La sede della puleggia è sottoposta a flessotorsione.

Si calcola il momento flettente $M_f = 23520 \text{ Nmm}$ e il momento torcente $M_t = 13180 \text{ Nmm}$.

Il momento flettente ideale risulta pertanto di 26140 Nmm e il diametro dell'albero, assunto uno sforzo ammissibile pari a 100 MPa (albero in C40 bonificato), risulta $d=14 \text{ mm}$ che, tenendo conto di una linguetta 5x5 UNI 6604, la cui sede nell'albero ha una profondità di 3 mm, diventa $d=17 \text{ mm}$ (minimo).

Cuscinetti

Il diametro dell'albero sede di cuscinetti è stato calcolato a flessotorsione e vale $d=15 \text{ mm}$.

Bisogna quindi calcolare, data la durata di funzionamento prevista (pari a 10000 h) e il numero di giri, il coefficiente di carico dinamico $C=P*L_{10}^{1/3}$.

I cuscinetti sono radiali rigidi a sfere, il carico sul cuscinetto P vale 525 N, $L_{10}= 870$ (milioni di cicli), quindi $C=5012 \text{ N}$.

Con questo valore, nella tabella dei cuscinetti radiali rigidi a sfere SKF si ricavano il diametro esterno $d=32 \text{ mm}$ e la larghezza $b=8 \text{ mm}$; il diametro interno è ovviamente pari a 15 mm.

Bibliografia: “Manuale di Meccanica” ed., Hoepli

F. Mancini
G. Tripiciano

IIS MAXWELL