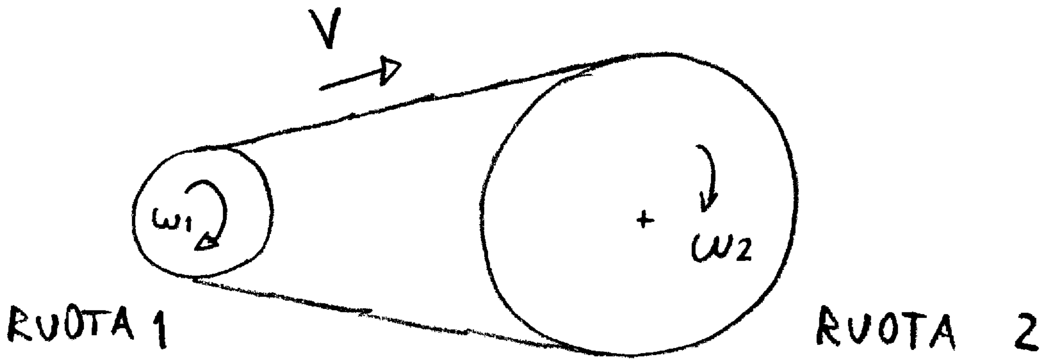
TRASMISSIONE A CINGHIE / CATENE



LA TRASMISSIONE CON ELEMENTI FLESSIBILI HA VANTAGGI / SVANTAGGI RISPETTO ALLE RUOTE DENTATE

VANTAGGI:

- POSIZIONE DELLE 2 RUOTE NON NECESSARIAMENTE ACCURATA, ANCHE IN SENSO ANGOLARE
- MANUTENZIONE (CAMBIO CINGHIA) ABBASTANZA SEMPLICE ED ECONOMICO
- TRASMISSIONE NON RUMOROSA
- EVENTUALI SOVRACCARICHI PRODUCONO UNO SLITTAMENTO SENZA DANNEGGIAMENTI (QUESTO VALE SOLO PER CINGHIE MA NON PER LE CATENE)

SVANTAGGI:

- BASSE POTENZE TRASMESSE: COPPIA X VEL. ANGOLARE

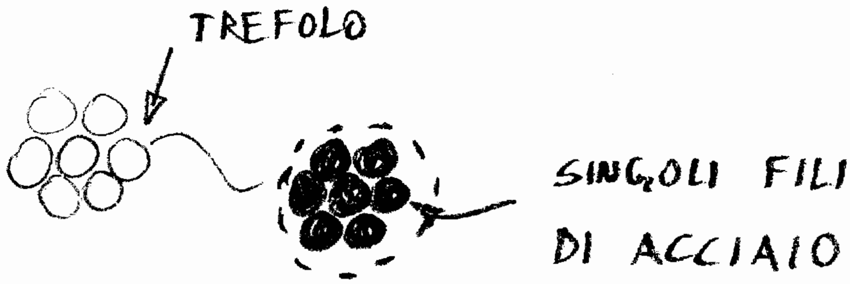
- NECESSARIO UN PRECARICO (SOLO PER LE CINGHIE, NON PER LE CATENE) CHE SOLLECITÀ L'ALBERO E I CUSCINETTI

TIPI DI ELEMENTI FLESSIBILI

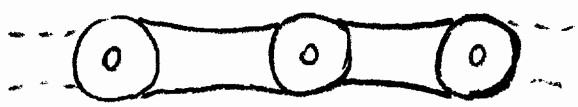
- CINGHIE PIATTE

- CINGHIE TRAPEZOIDALI

- FUNI



- CATENE

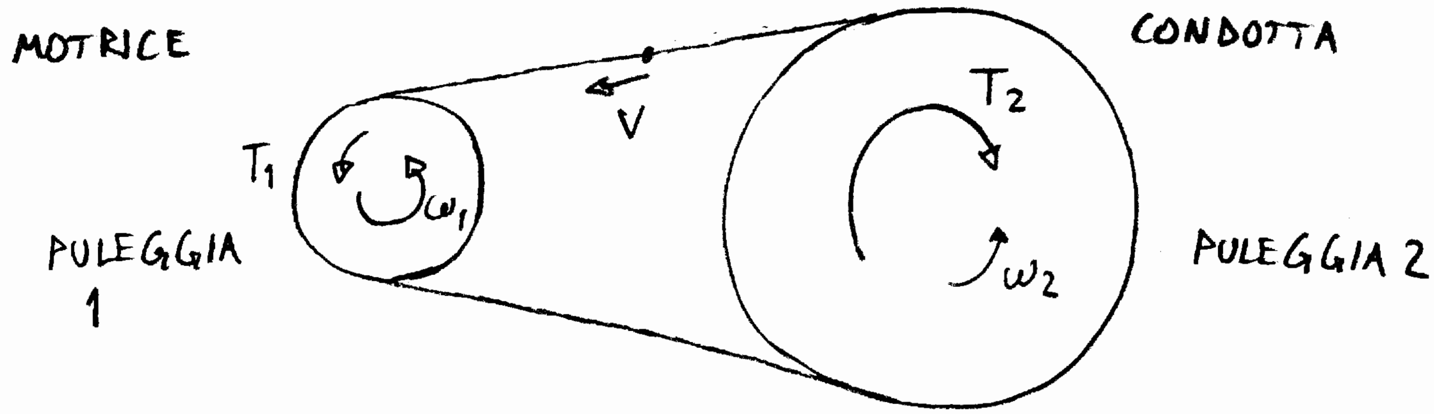


- CINGHIE DENTATE

HANNO UN RAPPORTO DI TRASMISSIONE GARANTITO, COME PER LE CATENE, ED HANNO LA SILENZIOSITÀ DELLE CINGHIE

RAPPORTO DI TRASMISSIONE

ES. RIDUTTORE : RUOTA MOTRICE PICCOLA
RUOTA CONDOTTA GRANDE



→ A DIFFERENZA DELLE RUOTE DENTATE ω_1 E ω_2 SONO CONCORDI

→ COMUNQUE LA MOTRICE VEDE ω, T CONCORDI, INVECE LA CONDOTTA ω, T SONO DISCORDI

→ ω RUOTA PICCOLA > ω RUOTA GRANDE

T RUOTA PICCOLA < T RUOTA GRANDE

LA VELOCITÀ DELLA CINGHIA COINCIDE CON LA VELOCITÀ PERIFERICA DELLE 2 RUOTE

$$V = \omega_1 \frac{D_1}{2} = \omega_2 \frac{D_2}{2}$$

D_1, D_2 SONO I DUE DIAMETRI

IL RAP. DI TRASM. RIMANE DEFINITO COME VELOCITÀ (ANGOLARE) DELLA CONDOTTA DIVISO LA VEL. ANG. DELLA MOTRICE

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_1}{D_2}$$

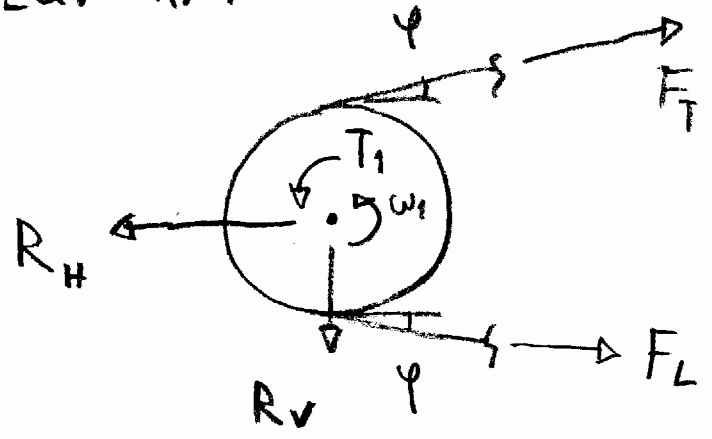
ANALOGAMENTE ALLE RUOTE DENTATE IL RAP. DI TRASM. E' UGUALE ALL'INVERSO DEL RAPPORTO FRA I DIAMETRI

ANCHE PER LE CINGHIE, RIDUTTORE $\rightarrow$ $\tau < 1$
VICEVERSA MOLTIPLICATORE $\rightarrow$ $\tau > 1$

NELLE CINGHIE PIATTE E TRAPEZOIDALI ABBIAMO MICROSLITTAMENTI E QUINDI $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_1}{D_2}$ E' SOLO APPROSSIMATA, PER LE CATENE E LE CINGHIE DENTATE INVECE LA RELAZIONE E' ESATTA E SI PUÒ RIFERIRE AI NUM. DI DENTI DELLE PULEGGE $\tau = z_1/z_2$

SCHEMI DI EQUILIBRIO

EQ. R. 1



I DUE RAMI DELLA CINGHIA VENGONO DEFINITI COME: "TESO" E "LASCO"

IL RAMO TESO SUBISCE UN TIRO F_T QUELLO LASCO F_L

OVVIAMENTE $F_T > F_L$

INOLTRE, RISPETTO AL PRECARICO INIZIALE F_0, SI HA UN "TRASFERIMENTO DI CARICO" ΔF FRA I DUE RAMI:

$$F_T = F_0 + \Delta F$$

$$F_L = F_0 - \Delta F$$

IL RAMO TESO SI CARICA DI QUANTO SI SCARICA IL RAMO LASCO

QUINDI PER L'EQUILIBRIO DELLA PULEGGIA 1:

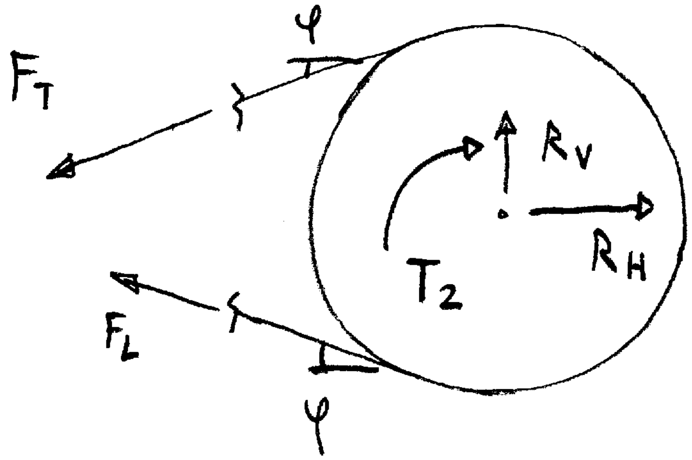
$$R_H = F_T \cos\varphi + F_L \cos\varphi = (F_T + F_L)\cos\varphi$$

$$= (F_0 + \cancel{\Delta F} + F_0 - \cancel{\Delta F})\cos\varphi = 2 F_0 \cos\varphi$$

$$R_V = F_T \sin\varphi - F_L \sin\varphi = 2 \Delta F \sin\varphi$$

$$T_1 = F_T \frac{D_1}{2} - F_L \frac{D_1}{2} = \Delta F\, D_1$$

EQ. R. 2



$$R_H = 2\,F_0 \cos\varphi$$

$$R_V = 2\,\Delta F \sin\varphi$$

$$T_2 = \Delta F\, D_2$$

ANALOGAMENTE ALLE RUOTE DENTATE LE COPPIE T_1 E T_2 SONO PROPORZIONALI AI DIAMETRI (LE VEL. ANGOLARI INVECE SONO INVERSAMENTE PROPORZIONALI)

$$\tau^{(T)} = \frac{\overset{\text{MOTRICE}}{T_1}}{\underset{\text{CONDOTTA}}{T_2}} = \frac{\cancel{\Delta F}\, D_1}{\cancel{\Delta F}\, D_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

ANCHE PER LE INGHIE: $\tau^{(T)} = \tau$

(DA CUI CONSEGUE CHE $\eta = 1$)

E' BENE RICORDARE CHE:

$$\tau = \frac{\omega_{\text{CONDOTTA}}}{\omega_{\text{MOTRICE}}}$$

$$= \frac{D_{\text{MOTRICE}}}{D_{\text{CONDOTTA}}}$$

$$\tau^{(T)} = \frac{T_{\text{MOTRICE}}}{T_{\text{CONDOTTA}}}$$

LE CINGHIE RICHIEDONO UN CERTO RAPPORTO FRA TIRO DEL RAMO TESO E TIRO DEL RAMO LASCO

EVITANDO TUTTA LA TRATTAZIONE DETTAGLIATA SI PUO' DIRE CHE SE NON C'E' ABBASTANZA PRECARICO F_0, RISPETTO AL TRASFERIMENTO DI CARICO ΔF, SI HA SLITTAMENTO FRA CINGHIA E PULEGGIA

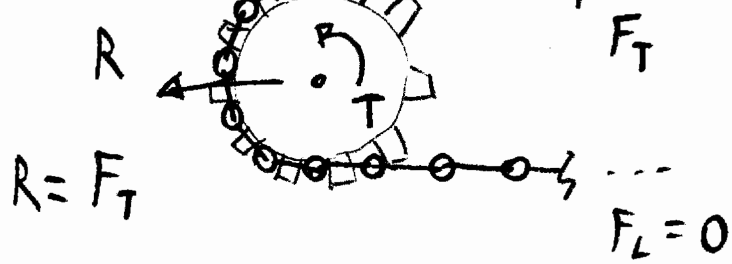
SI RICHIEDE QUINDI UN CERTO RAPPORTO MINIMO:

$$\frac{F_0}{\Delta F} > M$$

LE CATENE (ED ANCHE LE CINGHIE DENTATE) HANNO UN SOLO RAMO TESO, INVECE L'ALTRO E' SCARICO, PERCHE' TRASFERISCONO CARICO NON PER ATTRITO

PER EQUILIBRIO:

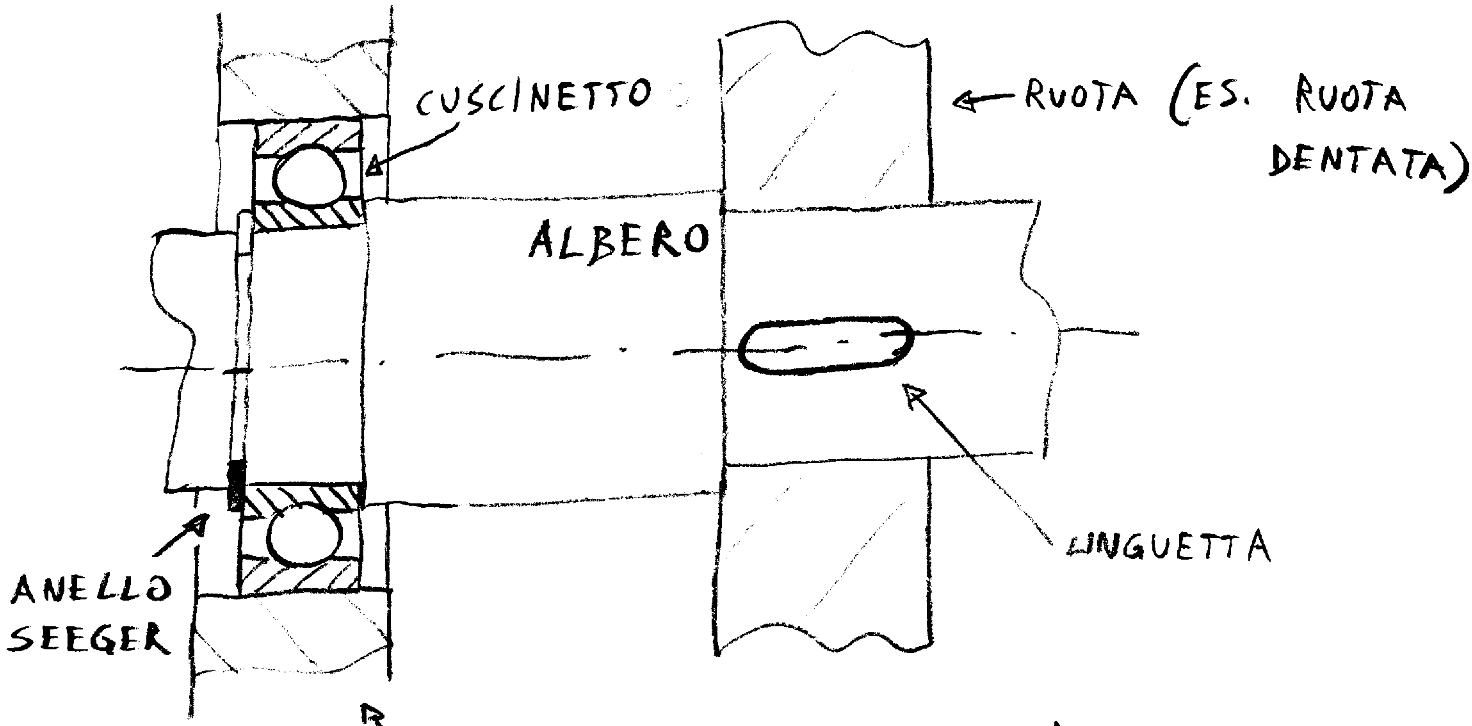
$$T = F_T\, D/2$$

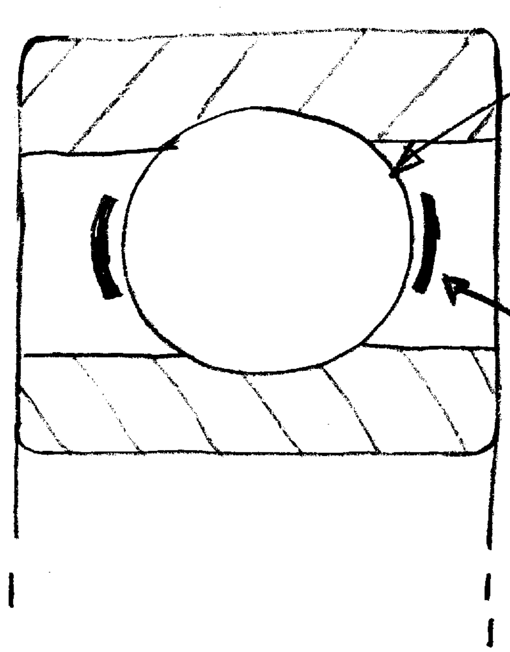


CUSCINETTI

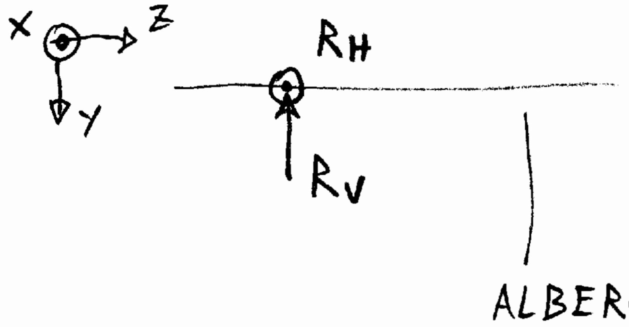
I CUSCINETTI MANTENGONO IN POSIZIONE UN ALBERO LASCIANDOLO LIBERO DI RUOTARE

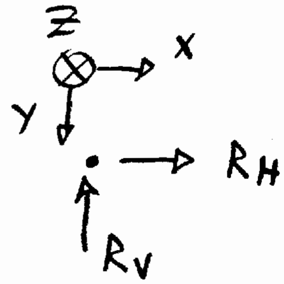
ESISTONO VARI TIPI DI CUSCINETTI, QUELLI PIU' COMUNI SONO QUELLI RADIALI A SFERE

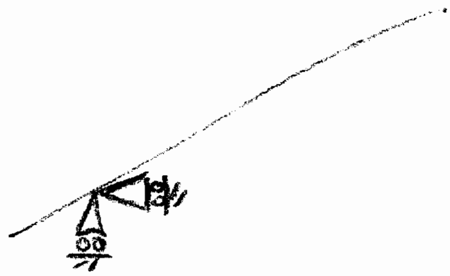




IL CUSCINETTO RADIALE PRODUCE DUE REAZIONI VINCOLARI, SECONDO DUE DIREZIONI RADIALI ORTOGONALI, SI PUÒ QUINDI SCHEMATIZZARE COME UN APPOGGIO SEMPLICE SU DUE PIANI



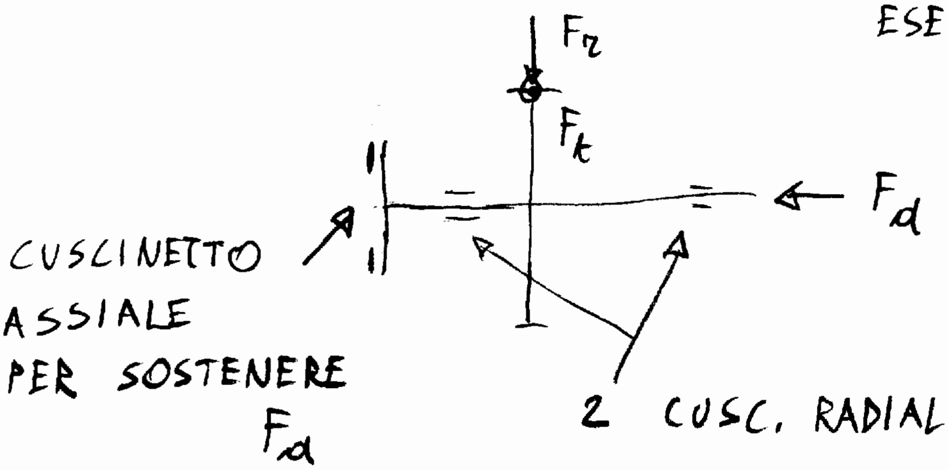




E' QUINDI UN VINCOLO TRIDIMENSIONALE

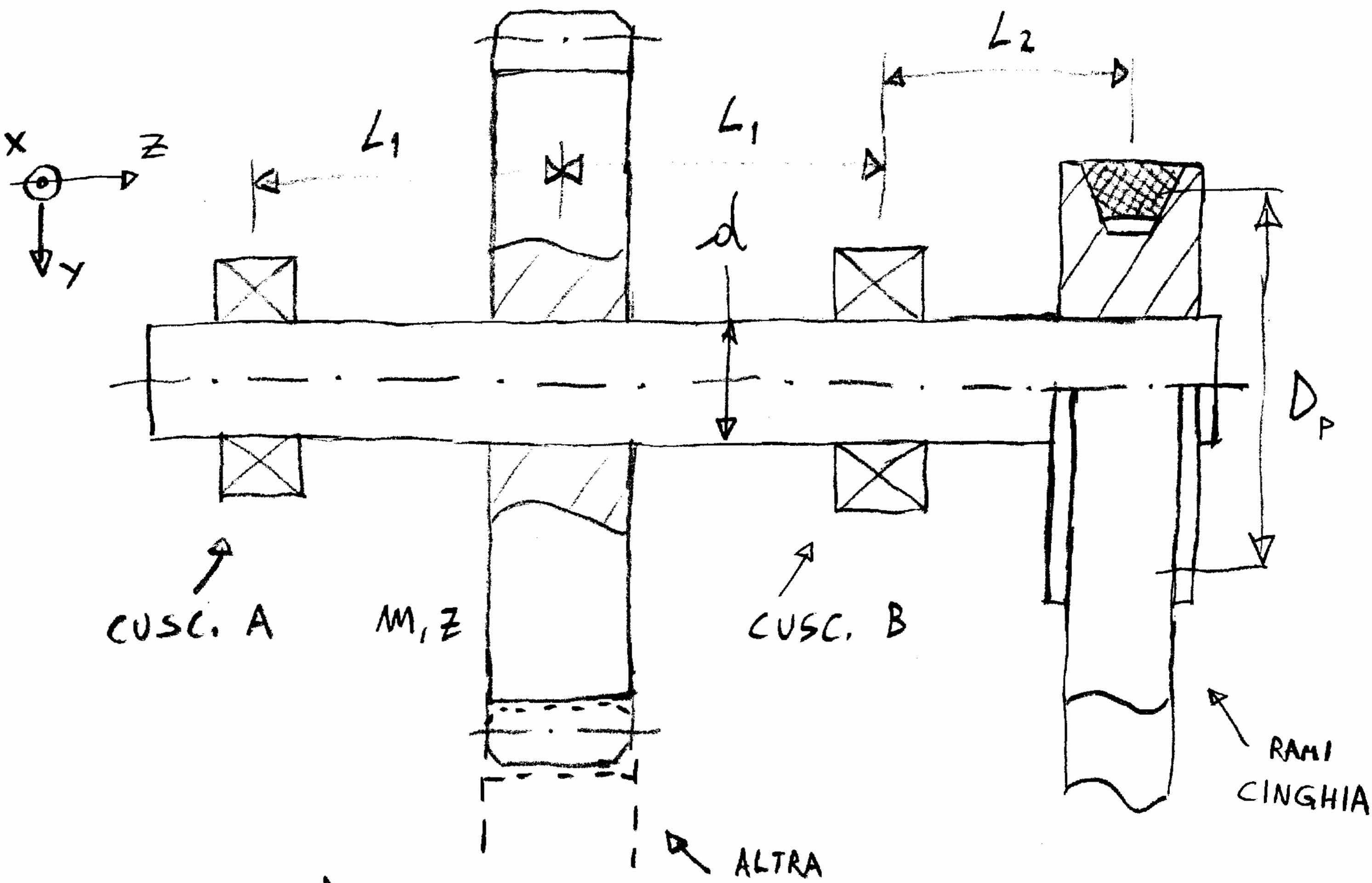
PER SOSTENERE UN ALBERO SERVONO ALMENO 2 CUSCINETTI, IN ALCUNI CASI ANCHE 3 O PIÙ, AD ESEMPIO QUANDO CI SONO CARICHI ANCHE ASSIALI IN CUI E' NECESSARIO QUINDI ANCHE UN CUSCINETTO ASSIALE

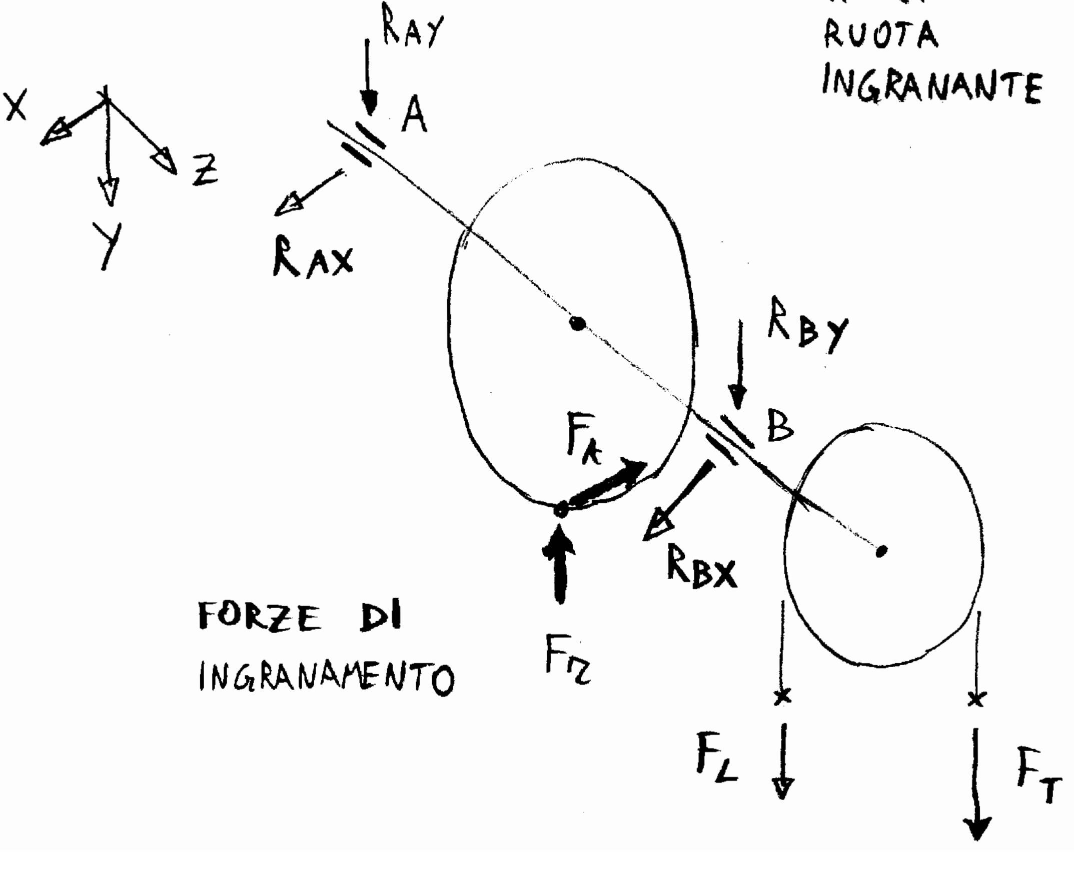
ESEMPIO SCHEMATICO



APPLICAZIONE:

ALBERO SOSTENUTO DA DUE CUSCINETTI RADIALI CHE TRASFERISCE DA UNA RUOTA DENTATA AD UNA PULEGGIA





FORZE DI INGRANAMENTO

IMPONENDO L'EQUILIBRIO SI DETERMINANO LE REAZIONI VINCOLARI DEI DUE CUSCINETTI

SUPPONIAMO DI CONOSCERE LA COPPIA CHE VIENE TRASMESSA: $T =$

E LE VARIE QUOTE

DIAMETRO PULEGGIA

$L_1 = 70$ mm

$L_2 = 40$ mm

$d = 25$ mm

$D_P = 60$ mm

$m = 2.5$ mm

$z = 38$ mm $\rightarrow mz = 95$ mm

PER L'EQ. A MOMENTO DELLA RUOTA:

$$T = F_t \frac{mz}{2} \rightarrow F_t = \frac{2T}{mz} = 1053 \text{ N}$$

NOTA F_t SI DETERMINA L'ALTRA COMPONENTE:

$$F_R = F_t \, tg\, \phi = 383 \text{ N}$$

PER L'EQUILIBRIO A MOMENTO DELLA PULEGGIA:

$$\Delta F = \frac{T}{D_P} = 833 \text{ N}$$

SUPPONIAMO DI AVERE UN PRECARICO ELEVATO F_0, RISPETTO AL TRASF. DI CARICO ΔF, ES.:

$$\frac{F_0}{\Delta F} = m \qquad \text{ES.: } m = 3$$

$$F_T = F_0 + \Delta F = 3\,333 \text{ N}$$

$$F_0 = m\,\Delta F = 2500 \text{ N}$$

$$F_L = F_0 - \Delta F = 1\,667 \text{ N}$$

A QUESTO PUNTO SI DETERMINANO LE REAZIONI DEI CUSCINETTI IMPONENDO L'EQUILIBRIO

PIANO X-Z:

$$\begin{cases} R_{AX} + R_{BX} - F_t = 0 \\ -F_t L_1 + R_{BX}(2L_1) = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} R_{BX} = F_t/2 = 526 \text{ N} \\ R_{AX} = F_t - R_{BX} = \\ = F_t - F_t/2 = \\ = F_t/2 = 526 \text{ N} \end{cases}$$

PIANO Y-Z:

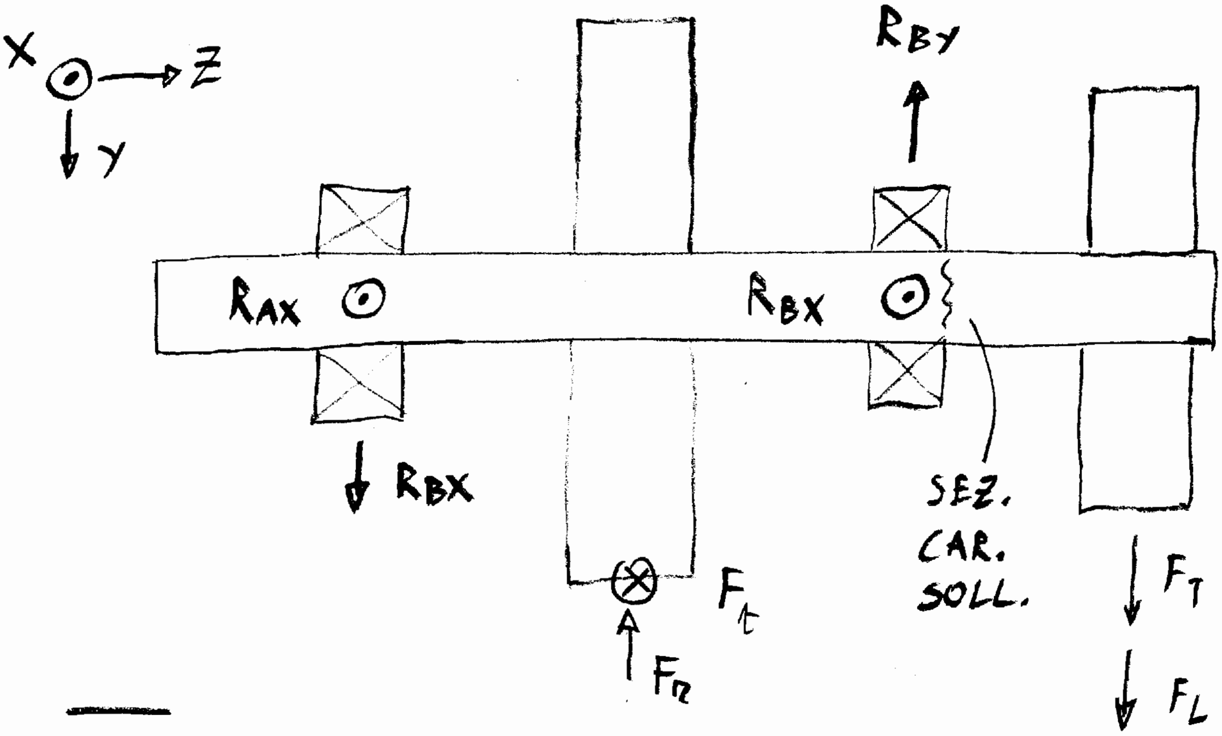
(LE 2 FORZE F_T, F_L SOMMATE PRODUCONO UNA RISULTANTE PARI A $2F_0$)

$$\begin{cases} -F_r + R_{AY} + R_{BY} + 2F_0 = 0 \\ F_r L_1 - R_{BY}(2L_1) - 2F_0(2L_1 + L_2) = 0 \end{cases}$$

$$\hookrightarrow \quad R_{BY} = -\frac{2F_0(2L_1 + L_2) - F_r L_1}{2L_1} = -6237 \text{ N}$$

$$R_{AY} = F_r - 2F_0 - R_{BY} = 1620 \text{ N}$$

A QUESTO PUNTO SI RISISTEMA LO SCHEMA CON I VERSI "CORRETTI" DELLE FORZE CHE SONO RISULTATE NEGATIVE



ADESSO SI PUO' DETERMINARE LE CARATTERISTICHE DELLA SOLLECITAZIONE NELLA SEZIONE A DX DEL CUSCINETTO B

$$N = 0$$

$$T_x = 0$$

$$T_y = F_T + F_L = 2F_0 = 5000\ N$$

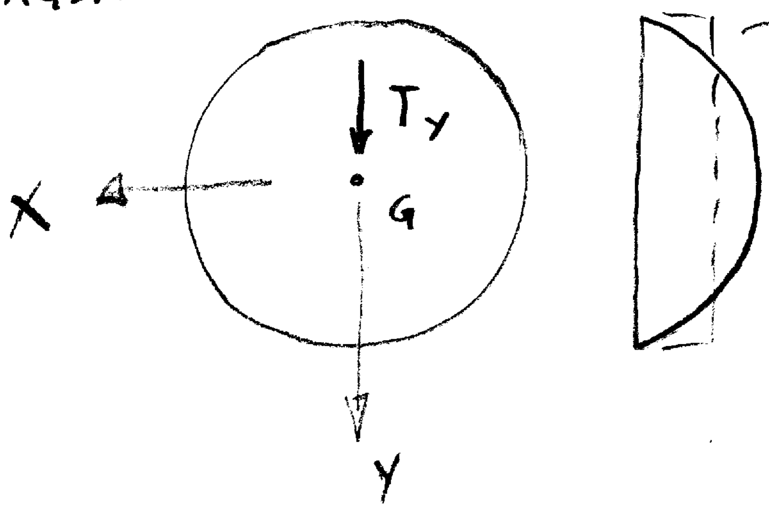
$$M_x = -2F_0 L_2 = -200\ Nm$$

$$M_y = 0$$

$$M_T = -(F_T - F_L)\frac{D_P}{2} = -\Delta F\, D_P = -50\ Nm$$

INFINE SI PUO' DETERMINARE LE TENSIONI PRODOTTE DA QUESTE CARATTERISTICHE

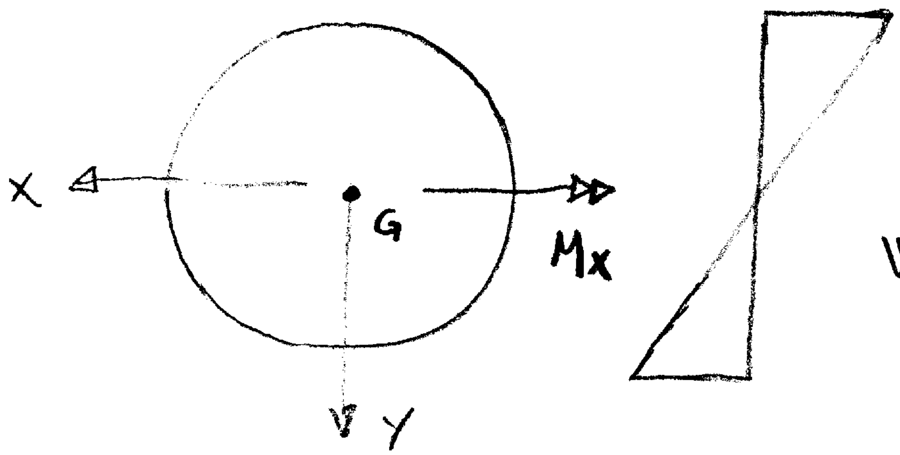
TAGLIO



$$\tau = \frac{T_y}{A} = 10 \text{ MPa}$$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 = 4.91 \times 10^2 \text{ mm}^2$$

MOM. FL.

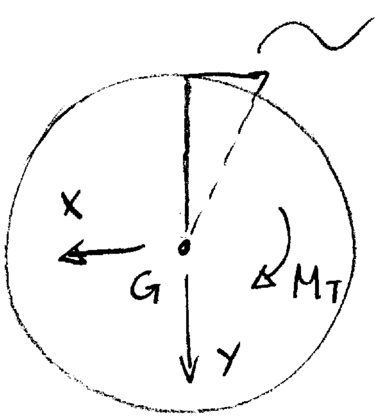


$$\sigma_{MAX} = \frac{|M_x|}{W_F} = 130 \text{ MPa}$$

$$W_F = \frac{\pi}{32} d^3 = 1.53 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

MOM. TORCENTE

$$\tau_{MAX} = \frac{|M_T|}{W_T} = 16 \text{ MPa}$$



$$W_T = \frac{\pi}{16} d^3 = 3.07 \times 10^3 \text{ mm}^3$$