



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

PROGETTO DI UN WINCH PER ROBOT A CAVI

Tesi Laurea Triennale
Ingegneria Meccatronica

Mazzurana Jacopo

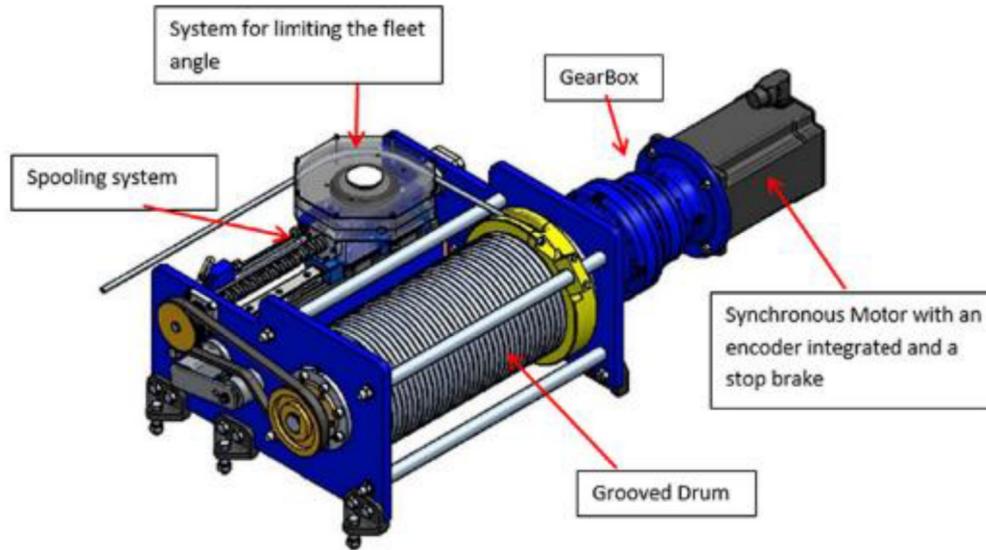
Bertin Filippo

Di Iorio Giovanni

Scardoni Sara

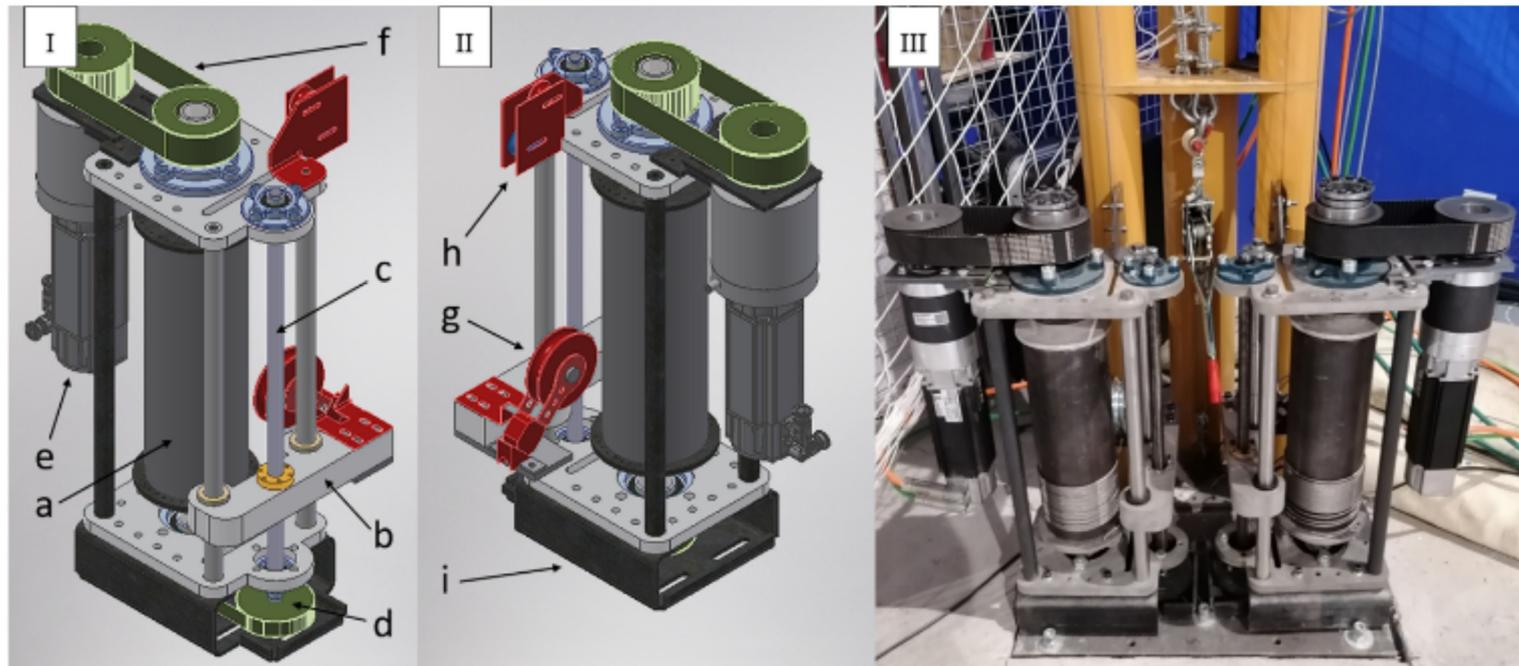


ANALISI DISPOSITIVI ESISTENTI





UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA





PARAMETRI DI PROGETTO

- Tensione massima del filo di 70,00 N.
- Velocità massima di avvolgimento e svolgimento di 1,00m/s.
- Lunghezza del filo massima 4,00 m.
- Spessore del filo inferiore al millimetro.

FILO: LIROC DC

- Diametro: 0.8 mm
- Tensione di rottura: 100 kg (980 N)
- Lunghezza: 4 m

TAMBURO

- Scelte iniziali: Diametro = 40 mm , Passo d'elica $p_e = 5$ mm , Lunghezza del filo = 4 m

$$D_{gola} = 1,1 \cdot (0,8) = 0,88 \text{ mm}$$

$$e = 0,2 \cdot (0,8) = 0,16 \text{ mm}$$

$$p_{e \text{ Tamburo}} = 1,2 \cdot (0,8) = 0,96 \text{ mm (passo minimo)}$$

$$n^{\circ} \text{avvolgimenti} = 31,67 \rightarrow 32$$

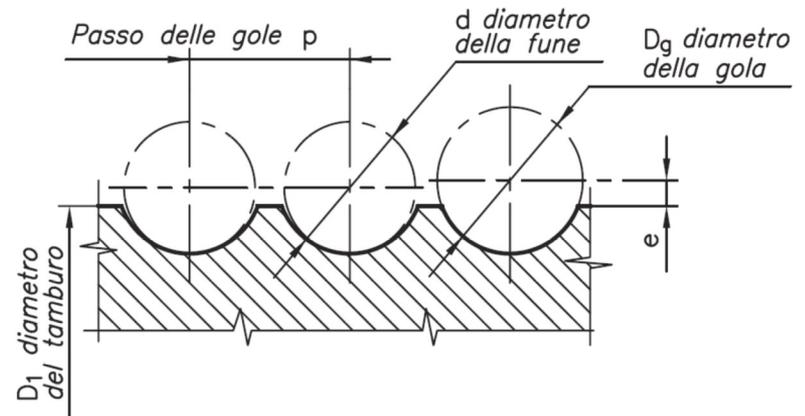
$$\text{Lunghezza minima} = 15,83 \text{ cm} \rightarrow 16 \text{ cm}$$

Materiale: acciaio da bonifica, 30NiMo8

Densità: $7800 \text{ kg/m}^3 = 7,8 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

$\sigma_{\text{snervamento}} = 850 \text{ MPa}$; $\alpha = 4$ (coeff. sicurezza);

$\sigma_{\text{ammissibile}} = 212,50 \text{ MPa}$





SCelta DEL DIAMETRO INTERNO

$$F = 70 \text{ N}; \quad D_{\text{tamburoGola}} = D_{\text{scelto}} + 2e - D_{\text{gola}} = 39,44 \text{ mm},$$

la coppia agente sul tamburo risulta quindi $C = 70 \cdot (39,44/2) = 1380,40 \text{ Nmm}$

Applicando la Formula di Coulomb per ricavare il momento torcente applicato dal filo al tamburo e sfruttando il criterio di Von Mises risulta:

$$\frac{\sigma_{\text{ammissibile}}}{\sqrt{3}} = \tau_{\text{max}}$$

$$\frac{\sigma_{\text{ammissibile}}}{\sqrt{3}} = \frac{C}{\frac{\pi}{16} \frac{(D_{\text{tamburoGola}}^4 - D_{\text{interno}}^4)}{D_{\text{tamburoGola}}}}$$

$$\begin{aligned} D_{\text{interno}} &= \sqrt[4]{D_{\text{tamburoGola}}^4 - \frac{16\sqrt{3}}{\pi} \frac{CD_{\text{tamburoGola}}}{\sigma_{\text{ammissibile}}}} \\ &= \sqrt[4]{39,44^4 - \frac{16\sqrt{3}}{\pi} \frac{1380,4 * 39,44}{212,5}} = 39,43 \text{ mm} \end{aligned}$$

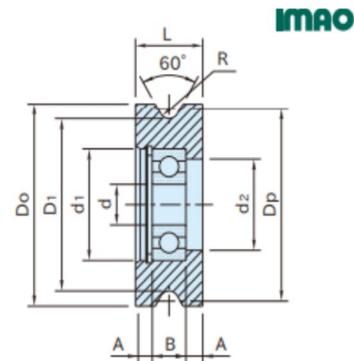
VERIFICA: scegliendo un $D_{\text{interno}} = 35 \text{ mm}$ risulta $\tau_{\text{max}} = 0,302 \text{ MPa}$ da cui $\sigma_{\text{eq}} = 0,523 \text{ MPa} < 212,50 \text{ MPa}$

SENSORE DI FORZA

Sensore: RMGZ100; peso = 0,4 Kg; misura fino a 300 N di forza.

Puleggia: $D_{\text{esterno}} = 30$ mm; peso = 50 g; materiale: acciaio SC45; possibilità di ospitare cavi con D fino a 4 mm.

La puleggia viene fissata al sensore e successivamente il sistema sensore-puleggia verrà installato nella placca di connessione dell'azionamento lineare





SISTEMA VITE MADREVITE

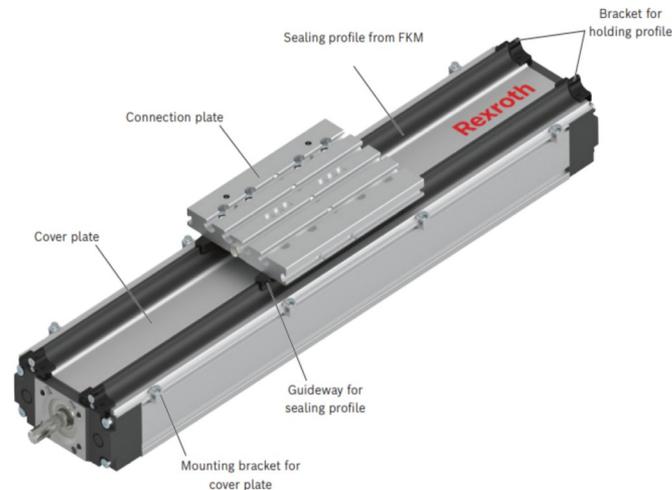
Attuatore lineare: CKK-070 della Rexroth
Vite a ricircolo di sfere: $d = 8\text{mm}$ $p_e = 5\text{mm}$.

Tamburo e guida devono traslare assieme quindi:

$$\Omega_{\text{rotazione Tamburo}} = \frac{V_{\text{filo}}}{\frac{D_{\text{tamburo Gola}}}{2}} = \frac{1000}{\frac{39,44}{2}} = 50,71 \text{ rad s}^{-1}$$

$$V_{\text{traslazione}} = \Omega_{\text{rotazione Tamburo}} \frac{P_{\text{elicoideale Tamburo}}}{2\pi}$$
$$= 50,71 * \frac{0,005}{2\pi} = 0,040 \text{ m s}^{-1}$$

minore degli $1,5 \text{ m s}^{-1}$ indicati dal catalogo.





La coppia trasmessa dalle pulegge alla vite risulta: $C_{puleggia} = C_{frizione} + C_{vite}$ con $C_{frizione} = 0,07$ Nm da catalogo mentre C_{vite} :

$$C_{vite} = \frac{P_{elica}}{2\pi} \frac{F_{assiale}}{\eta} \text{ dove } \eta \text{ è il rendimento. } (\eta = 0,9)$$

$$C_{vite} = \frac{P_{elicaVite}}{2\pi} \frac{F_{attrito}}{\eta} = \frac{0,0056,30}{2\pi \cdot 0,9} = 5,57 \times 10^{-3} \text{ Nm}$$

$$F_{assiale} = F_{attrito} = \mu |g(M_{puleggia} + M_{placca} + M_{sensore}) - T_{filo}|$$
$$= 0,1 |9,8 * (0,05 + 0,26 + 0,4) - 70| = 6,30 \text{ N}$$

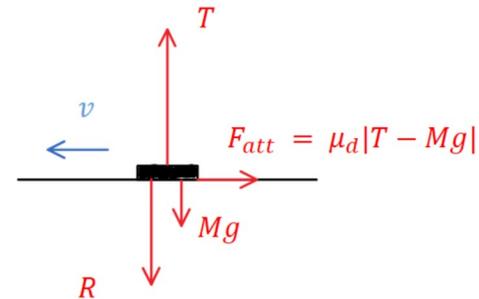
dove da catalogo: $\mu = 0,1$

$$M_{placca} = 0,26 \text{ kg e } M_{sensore} = 0,4 \text{ kg}$$

$$C_{puleggia} = C_{frizione} + C_{vite} = 0,07 + 5,57 * 10^{-3} = 0,076 \text{ Nm}$$

$C_{puleggia}$ risulta minore degli 1,4 Nm indicati dal catalogo.

La guida è soggetta anche a forze di taglio sia lungo y che z oltre che a dei momenti torcenti e flettenti che risultano però trascurabili rispetto alle specifiche del catalogo.





Durata cuscinetti interni al sistema lineare

- GUIDA LINEARE

$$L_{metri} = \left(\frac{C_{guida}}{F_{totaleTaglio}} \right)^3 10^5 = \left(\frac{2360}{94,2} \right)^3 10^5 = 1,57 \times 10^9 \text{ m}$$

$$L_{ore} = \frac{L_{metri}}{3600 V_{traslazioneGuida}} = \frac{1,57 * 10^9}{3600 * 0,04} = 10,9 \times 10^6 \text{ ore}$$

$$\begin{aligned} F_{totaleTaglio} &= \|\vec{T}_{//} + \vec{T}_{\perp} + P_{totale}\vec{}\| \\ &= \sqrt{T^2 + (T - g(M_{puleggia} + M_{placca} + M_{sensore}))^2} \\ &= \sqrt{70^2 + (70 - 9,8(0,05 + 0,26 + 0,4))^2} = 94,2 \text{ N} \end{aligned}$$

C_{guida} è il carico dinamico a rottura della guida e da catalogo è pari a 2360 N



Durata cuscinetti interni al sistema lineare

- VITE A RICIRCOLO DI SFERE

$$L_{cicli} = \left(\frac{C_{vite}}{F_{assiale}} \right)^3 10^6 = \left(\frac{2500}{6,3} \right)^3 10^6 = 6,24 \times 10^{13} \text{ cicli}$$

$$L_{ore} = \frac{L_{cicli}}{60 N_{rivoluzioni}} = \frac{6,24 * 10^{13}}{60 * 480} = 2,17 \times 10^9 \text{ ore}$$

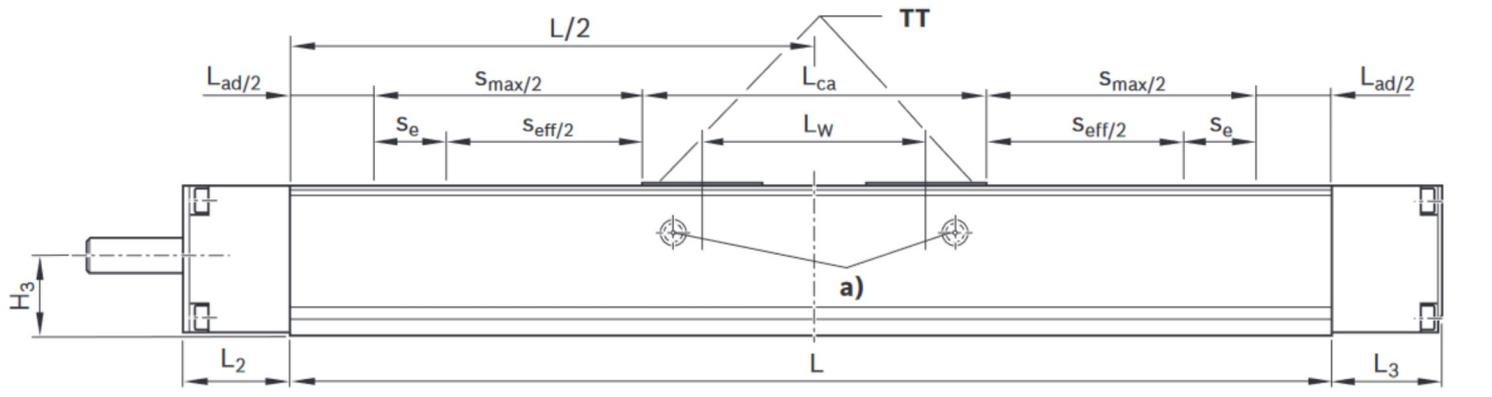
$$N_{rivoluzioni} = \frac{60 V_{traslazione}}{P_{elicaVite}} = \frac{60 * 0,04}{0,005} = 480 \text{ rpm}$$

C_{vite} è il carico dinamico a rottura della vite a ricircolo di sfere e da catalogo è pari a 2500 N

mentre risulta $F_{assiale} = F_{attrito}$

CONCLUSIONI: la durata del sistema sarà limitata dalla guida lineare

DIMENSIONI SISTEMA LINEARE



Lunghezza totale = 311,5 mm , profondità = 70 mm, altezza = 44,5 mm

$L_{TOT} = L_1 + L_2 + L_3 + L_6 + L \rightarrow$ da catalogo $L_1 = 18$ mm, $L_2 = 22$ mm, $L_3 = 29$ mm, $L_6 = 2,5$ mm, L = lunghezza vite

$L = S_{eff} + 2s_e + L_{ca} = 240$ mm $\rightarrow S_{eff} = 160$ mm corsa utile della vite; $S_e = 2P_{elicaVite} = 10$ mm guida in eccesso;

$L_{ca} = 60$ mm lunghezza della placca di connessione.



ALTRI PARAMETRI UTILI

$$M_{viteMadrevite} = k_{gFix} + k_{gVar}L + M_{ca} = 0,29 + 0,0038 * 240 + 0,26 = 1,462 \text{ Kg}$$

$$J_{viteMadrevite} = (k_{jFix} + k_{jVar}L)10^{-6} = (0,910 + 0,004 * 240) * 10^{-6} = 1,87 \times 10^{-6} \text{ Kg m}^2$$

Dove da catalogo si trovano i seguenti parametri:

$$K_{gFix} = 0,29 \text{ Kg}$$

$$K_{gVar} = 0,0038 \text{ Kg/mm}$$

$$M_{ca} = 0,26 \text{ Kg}$$

$$K_{jFix} = 0,91 \text{ Kgmm}^2$$

$$K_{jVar} = 0,004 \text{ Kgmm}$$

ORGANI DI TRASMISSIONE: PULEGGE E CINGHIA

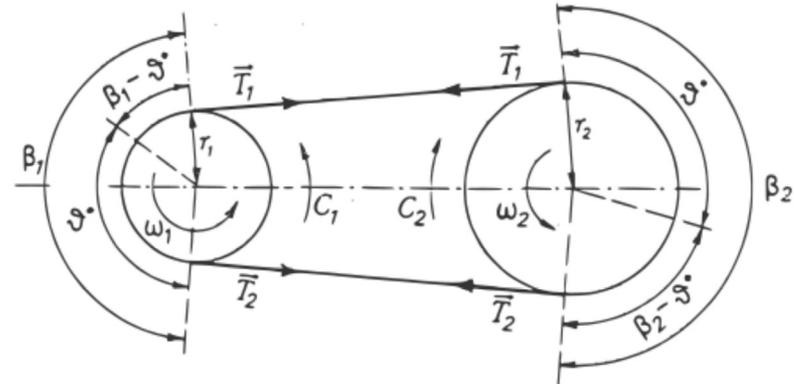
Avendo scelto i passi della vite-madrevite e del tamburo entrambi pari a 5mm, si ottiene che il rapporto dei raggi dovrà essere unitario: $R_2/R_1 = 1$.

$$\tau = \frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{C_1}{C_2} = \frac{R_1}{R_2} \quad \begin{cases} C_1 = R_1(T_1 - T_2) \\ C_2 = R_2(T_1 - T_2) \end{cases}$$

Le tensioni attorno ad una puleggia sono legate dall'equazione:

$$T(\theta) = T_2 e^{\mu\theta}$$

Puleggia 1 → Puleggia motrice
Puleggia 2 → Puleggia condotta





ORGANI DI TRASMISSIONE: PULEGGE E CINGHIA

Cinghia a sezione tonda: $d = 3 \text{ mm}$; $T_{\text{rottura}} = 6,2 \text{ N}$; materiale: poliuretano $\rightarrow \mu_{\text{attrito}} = 0,7$

Supponendo un coefficiente di sicurezza $v = 2$ si ha $T_{\text{catalogo}} = 6,2/2 = 3,1 \text{ N}$.

Conoscendo l'angolo di avvolgimento $\vartheta^* = \pi$ e ricordando che $C_1 = C_2 = 0,076 \text{ Nm}$, il raggio risulterà quindi:

$$\begin{cases} T_{2\text{Max}} = \frac{C_{2\text{Max}}}{R_2(e^{\mu\vartheta^*} - 1)} = \frac{C_{2\text{Max}}}{R_2(e^{0,7 \cdot \pi} - 1)} = 0,125 \\ T_{1\text{Max}} = \frac{C_{2\text{Max}} e^{\mu\vartheta^*}}{R_2(e^{\mu\vartheta^*} - 1)} = \frac{C_{2\text{Max}} \cdot e^{0,7\pi}}{R_2(e^{0,7 \cdot \pi} - 1)} = 1,125 \end{cases}$$

$$R_2 = 1,125 \frac{C_{2\text{Max}}}{T_{1\text{Max}}}$$

$$R_2 \geq 1,125 \frac{0,076}{3,1} = 0,02752 \text{ m} = 27,52 \text{ mm}$$

Il **raggio** deve essere maggiore di 27,52mm.

Da catalogo si trova una **puleggia** con raggio **37mm**



DIMENSIONAMENTO CUSCINETTI TAMBURO

I due cuscinetti sono stati rappresentati come: una cerniera che impedisce le traslazioni in entrambe le direzioni e un carrello a terra che impedisce la traslazione verticale.

Abbiamo disegnato due strutture e sovrapposto gli effetti poiché le forze agenti sono su due piani distinti.

Su un piano agiscono tutte le forze peso, mentre sull'altro la tensione del filo.

Per questo motivo è necessario risolvere due sistemi.

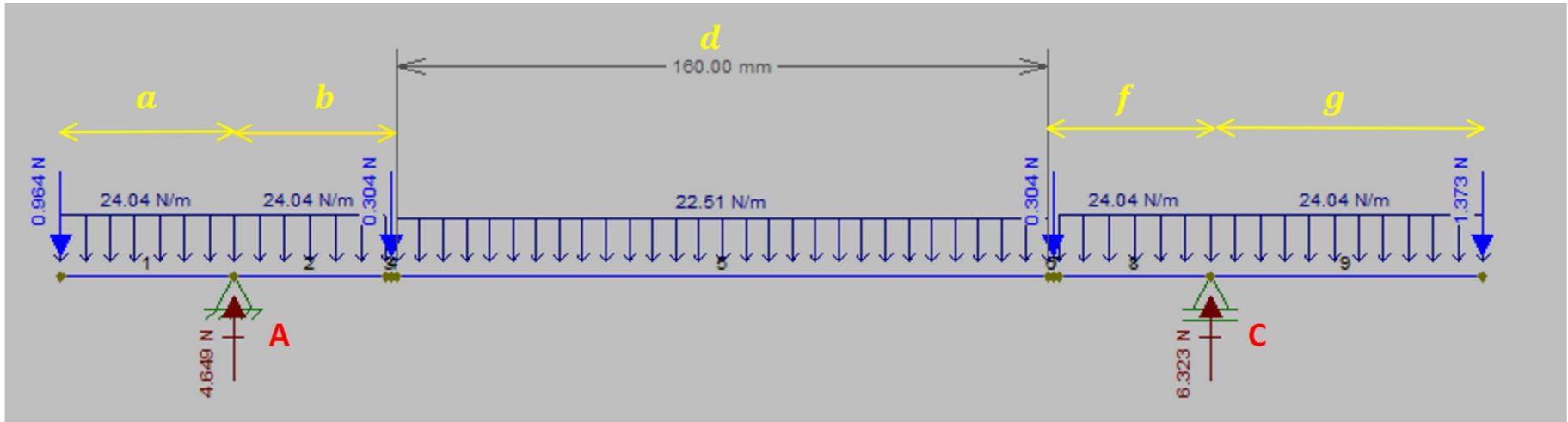
$$\mathbf{I} \begin{cases} -Y_c + P_{puleggia} - Y_a + 2P_{piastra} + P_{giunto} + q_{tamburo}d + q_{albero}(a + 2b + g) = 0 \\ P_{puleggia}a + q_{albero}\left(\frac{a}{2}a - \frac{b}{2}b\right) - P_{piastra}\left(\left(b + \frac{c}{2}\right) + \left(b + c + d + \frac{e}{2}\right)\right) \\ - q_{tamburo}d\left(b + c + \frac{d}{2}\right) + Y_c(2 * b + 2 * c + d) - P_{giunto}(2 * b + 2 * c + d + g) \\ - q_{albero}(f + g)\left(b + 2 * c + d + \frac{f + g}{2}\right) = 0 \end{cases}$$

Dal quale risulta:

$$Y_a = 4,649 \text{ N}$$

$$Y_c = 6,323 \text{ N}$$

$$Y_a = 4,649 \quad Y_c = 6,323$$



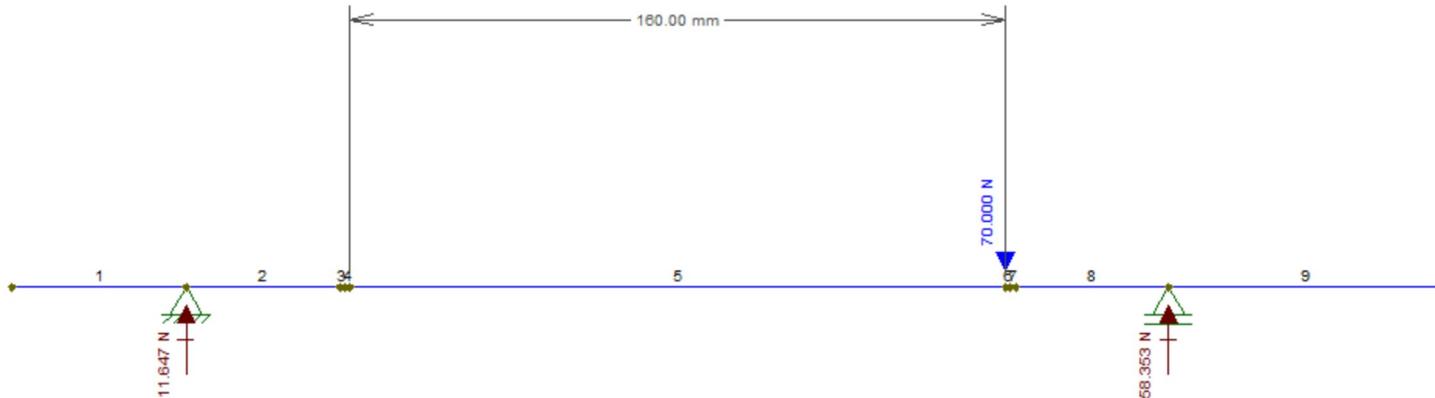
Piano delle forze peso

$$\text{II} \begin{cases} Y_a + Y_c - T = 0 \\ T(b + c) - Y_c(b + c + d + e + f) = 0 \end{cases}$$

Dal quale risulta:

$$Y_a = 11,647 \text{ N}$$

$$Y_c = 58,353 \text{ N}$$



Piano della tensione



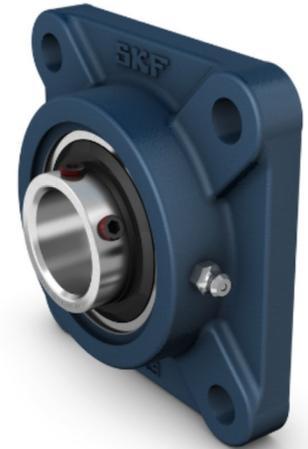
Le uniche forze risultanti sui cuscinetti sono forze di taglio per cui la reazione finale si può esprimere come il modulo della somma vettoriale tra i due sistemi:

$$\begin{cases} R_{totCuscinetto1} = \|\vec{R}_{cuscinetto1Sis1} + \vec{R}_{cuscinetto1Sis2}\| = \sqrt{R_{cuscinetto1Sis1}^2 + R_{cuscinetto1Sis2}^2} \\ R_{totCuscinetto2} = \|\vec{R}_{cuscinetto2Sis1} + \vec{R}_{cuscinetto2Sis2}\| = \sqrt{R_{cuscinetto2Sis1}^2 + R_{cuscinetto2Sis2}^2} \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{totCuscinetto1} = \sqrt{6,323^2 + 58,353^2} = 58,69 \text{ N} \\ R_{totCuscinetto2} = \sqrt{4,649^2 + 11,647^2} = 12,54 \text{ N} \end{cases}$$

Il primo cuscinetto è il più sollecitato e scegliendo degli **UCF 204** della **SKF** risulta:

$$L_{10} = \left(\frac{12700}{58,69}\right)^3 10^6 = 10,13 \times 10^{12} \text{ cicli}$$





ANALISI PLV

$$\begin{aligned} C_{motrice} - T\tau_{tamburo} - C_{frizione}\tau_{cinghia} - F_{attritoMadrevite}\tau_{cinghia}\tau_{viteMadrevite} \\ - (M_{puleggia} + M_{sensore})x_{madrevite}\tau_{cinghia}\tau_{viteMadrevite} - J_{vite}\ddot{\varphi}_2\tau_{cinghia} \\ - J_{puleggia2}\ddot{\varphi}_2\tau_{cinghia} - J_{puleggia1}\ddot{\varphi}_1 - J_{alberoesterno}\ddot{\varphi}_1 - 2J_{piastre}\ddot{\varphi}_1 \\ - J_{tamburo}\ddot{\varphi}_1 - J_{giunto}\ddot{\varphi}_1 - J_{rotore}\ddot{\varphi}_1 = 0 \end{aligned}$$

Ipotizzando che il sistema si muova a velocità costante si ha che tutte le forze interne risultano nulle. Inserendo le forze e i rapporti di velocità corretti si ottiene:

$$\begin{aligned} C_{motrice} &= TR_{tamuroGola} + C_{frizione}\frac{R1}{R2} + F_{attritoMadrevite}\frac{R1}{R2}\frac{P_{elicaTamburo}}{2\pi} = 0 \\ C_{motrice} &= 70 * 0,01971 + 0.07 + 6,30\frac{0.005}{2\pi} = 1,4547 \text{ N m} \end{aligned}$$



ANALISI LAGRANGE

L'equazione di Lagrange è: $I_{eq}(q)\ddot{q}(t) = Q$ con Q sommatoria delle forze ridotte alla coordinata libera

L'inerzia equivalente ridotta al nostro sistema risulta:

$$\begin{aligned} I_{eq}(q) &= (M_{puleggia} + M_{sensore})\tau_{viteMadrevite}^2\tau_{cinghia}^2 + J_{vite}\tau_{cinghia}^2 \\ &+ J_{puleggia2}\tau_{cinghia}^2 + J_{puleggia1} + J_{tamburo} \\ &+ J_{albero} + 2J_{piastra} + J_{giunto} + J_{motore} \\ &= (0,05 + 0,4)\left(\frac{0,005}{2\pi}\right)^2 + 1,87 + 2 * 17,62 + 129,77 + 20,645 \\ &+ 2 * 7,85 + 32 + J_{rotore} = 235,23 \text{ N mm}^2 + J_{motore} \end{aligned}$$



Inserendo l'espressione dell'inerzia ridotta nell'equazione di Lagrange si ottiene:

$$I_{eq}(q)\ddot{q}(t) = C_{motrice} - T\tau_{tamburo} - C_{frizione}\tau_{cinghia} - F_{attritoMadrevite}\tau_{cinghia}\tau_{viteMadrevite}$$

$$I_{eq}(q)\ddot{q}(t) = C_{motrice} - TR_{tamburoGola} - C_{frizione} - F_{attritoMadrevite}\frac{P_{elicaVite}}{2\pi}$$

$$(235,23 + J_{rotore})\ddot{q}(t) = C_{motrice} - 70 * 0,01971 - 0,07 - 6,30\frac{0,005}{2\pi}$$

$$(235,23 + J_{rotore})\ddot{q}(t) = C_{motrice} - 1,4547$$

L'accelerazione è nulla perciò si ottiene $C_{motrice} = 1,4547 \text{ Nm}$



SCELTA DEL MOTORE E DEL GIUNTO

Giunto elastico: $M = 0,14 \text{ Kg}$; $I = 32 \text{ Kgmm}^2$; Marca: ComInTec.

Il motore deve soddisfare le seguenti specifiche:

- $C_{\text{motore}} \geq 1,4547 \text{ Nm}$
- $\Phi_{\text{motore}} \geq 50 \text{ rad/s}$

Motore: Coppia nominale = $2,4 \text{ Nm}$; Velocità nominale = $3000 \text{ rpm} \approx 314,15 \text{ rad/s}$; Inerzia $I = 97 \text{ kgmm}^2$

Marca: Omron; Modello: R88M-K75030(H/T).

L'inerzia equivalente finale risulterà:

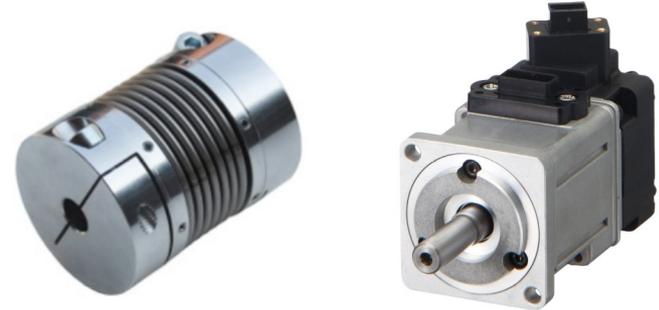
$$I_{eq}(q) = 235,23 + J_{rotore} = 235,23 + 97 = 332,23 \text{ N mm}^2$$

Conoscendo ora il motore possiamo ricavare l'equazione generale che lega coppia e accelerazione del meccanismo:

$$I_{eq}(q)\ddot{q}(t) = C_{motrice} - TR_{tamburoGola} - C_{frizione} - F_{attritoMadrevite} \frac{P_{elicaVite}}{2\pi}$$

$$(235,23 + J_{rotore})\ddot{q}(t) = C_{motrice} - 1,4547$$

$$332,23 * 10^{-6} \ddot{q}(t) = C_{motrice} - 1,4547$$





VERIFICA SULL' ACCELERAZIONE MASSIMA

L'accelerazione massima in corrispondenza della coppia massima risulta:

$$\ddot{q} = \frac{C_{motriceMax} - 1,4547}{332,23 * 10^{-6}} = \frac{2,4 - 1,4547}{332,23 * 10^{-6}} = 2845,32 \text{ rad s}^{-2}$$

Il tempo necessario a raggiungere la velocità di regime risulta:

$$t_{min} = \frac{\dot{\varphi}}{\ddot{q}} = \frac{50}{2845,32} = 17,57 \times 10^{-3} \text{ s}$$



VERIFICA ALBERO IN VARI PUNTI

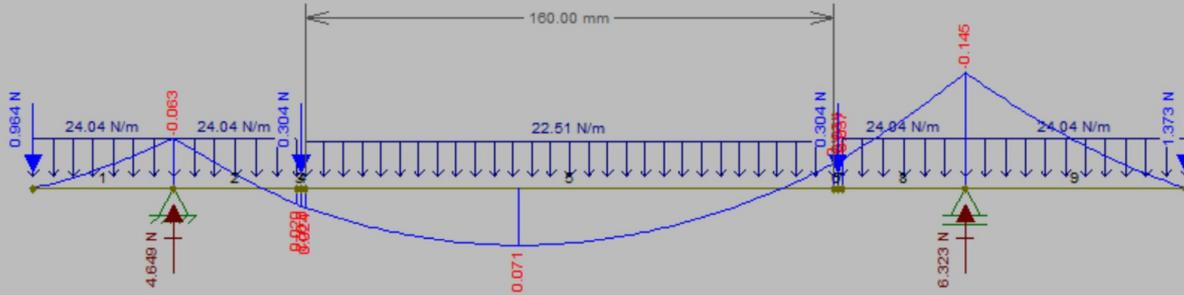


Grafico dei momenti sul
piano del peso

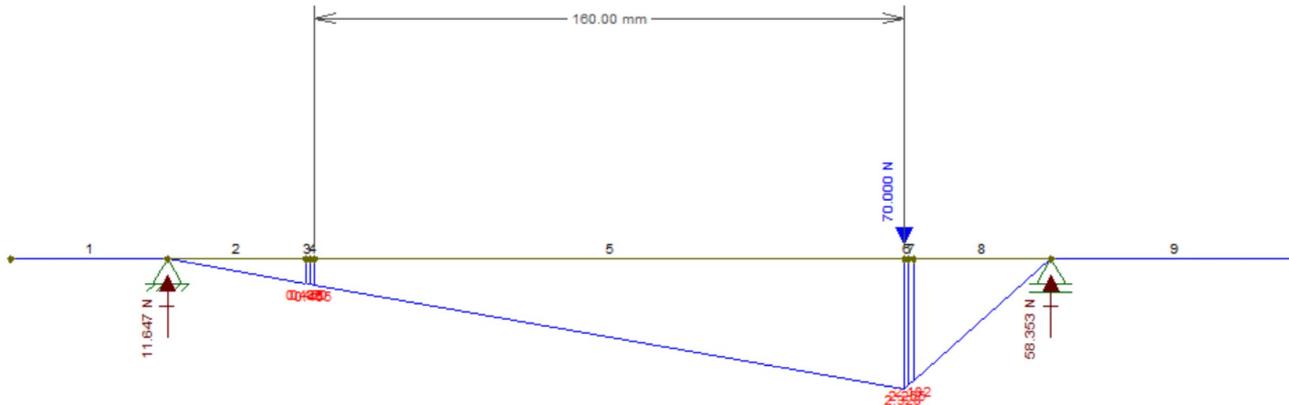


Grafico dei momenti sul
piano della tensione



Il momento torcente del motore è: $M_{\text{torcente}} = 1,45 \text{ Nm}$.

Unendo i due sistemi si trova che il punto più sollecitato è soggetto a: $M_{\text{flettente,yy}} = 0,039 \text{ Nm}$ e $M_{\text{flettente,zz}} = 2,326 \text{ Nm}$.

VERIFICA SUL TAMBURO

$$\sigma = \frac{M_{\text{flettente,yy}} + M_{\text{flettente,zz}}}{J_{zz}} r = \frac{(0,039 + 2,326)10^3}{52002} \frac{40}{2} = 0,9096 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_{\text{torcente}}}{J_p} r = \frac{1,4 * 10^3}{104004} \frac{40}{2} = 0,2692 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{equivalenteTamburo}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{0,9096^2 + 3 * 0,2692^2} = 1,022 \text{ MPa}$$



VERIFICA SULL' ALBERO

$$\sigma = \frac{M_{flettente,yy} + M_{flettente,zz}}{J_{zz}} r = \frac{(0,039 + 2,326)10^3}{7854} \frac{20}{2} = 3,011 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_{torcente}}{J_p} r = \frac{1,4 * 10^3}{15708} \frac{20}{2} = 0,8912 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{equivalenteAlbero} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{3,011^2 + 3 * 0,8912^2} = 3,4575 \text{ MPa}$$

VERIFICA SULLA FLANGIA

$$\sigma = \frac{M_{flettente,yy} + M_{flettente,zz}}{J_{zz}} r = \frac{(0,039 + 2,326)10^3}{201289} \frac{45}{2} = 0,264 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_{torcente}}{J_p} r = \frac{1,4 * 10^3}{402578} \frac{45}{2} = 0,0782 \text{ MPa}$$

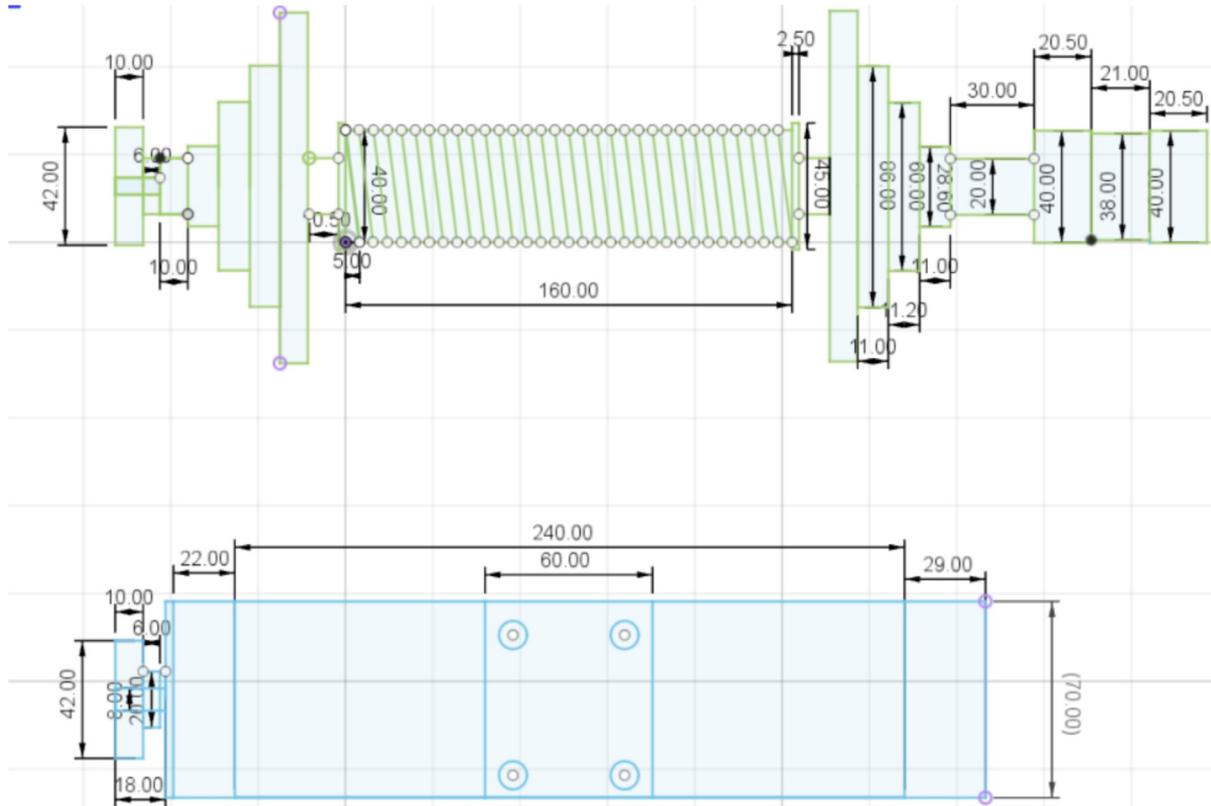
$$\sigma_{equivalenteFlangia} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{0,264^2 + 3 * 0,0782^2} = 0,531 \text{ MPa}$$

In tutti e tre i componenti risulta:

$$\sigma_{equivalente,componente} < \sigma_{snervamento, materiale}$$

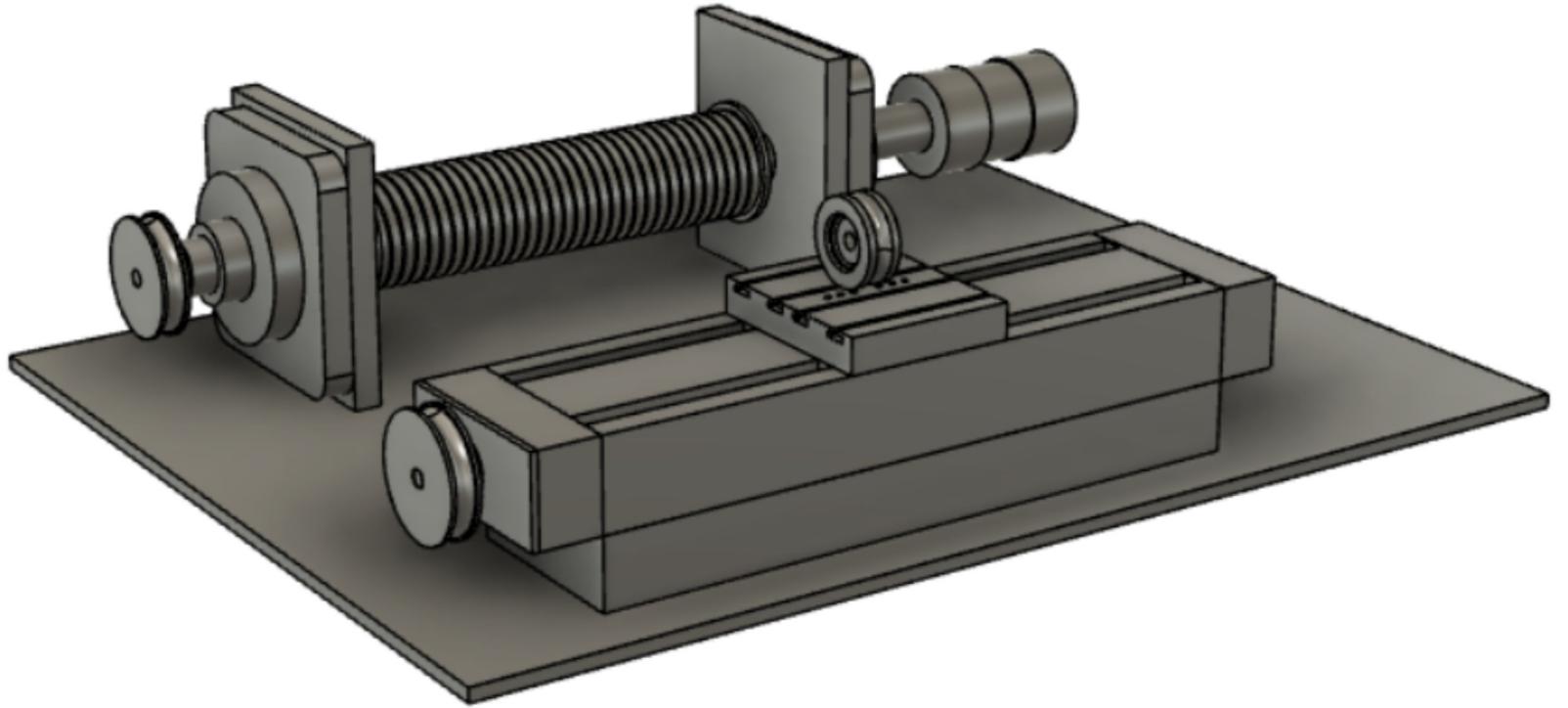


UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA





UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA





BIBLIOGRAFIA

- [1] Alejandro Rodríguez Barroso. «Cable-driven Parallel Robot to Simulate the Underwater Environment in Humanoids».
- [2] L. Caligaris, S. Fava e C. Tomasello. Manuale di meccanica. Hoepli, 2005.
- [3] ComInTec. Giunti elastici-Giunti rigidi. 2021.
- [4] K. Iturralde et al. «Cable-driven parallel robot for curtain wall module installation». In: Automation in Construction 138 (2022), p. 104235.
- [5] Alexander V. Maloletov, Mikhail Y. Fadeev e Alexandr S. Klimchik.«Error Analysis in Solving the Inverse Problem of the Cable-driven Parallel Underactuated Robot Kinematics and Methods for their Elimination». In: IFAC-PapersOnLine 52.13 (2019). 9th IFAC Conference on Manufacturing Modelling, Management and Control MIM 2019, pp. 1156–1161.
- [6] MiSuMi. Cinghie a sezione tonda in poliuretano. 2020.
- [7] MiSuMi. Pulegge per cinghie a sezione tonda. 2020.
- [8] Omron. Accurax G5 servo motors. 2020.
- [9] M. Quaresimin e M. Zappalorto. Costruzione di macchine. Ingegneria industr. e dell'informazione. CLEUP, 2014.
- [10] Bosch Rexroth. Compact modules CKK/CRR. 2018.
- [11] SKF. UCF 204. 2020.



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

GRAZIE PER L'ATTENZIONE