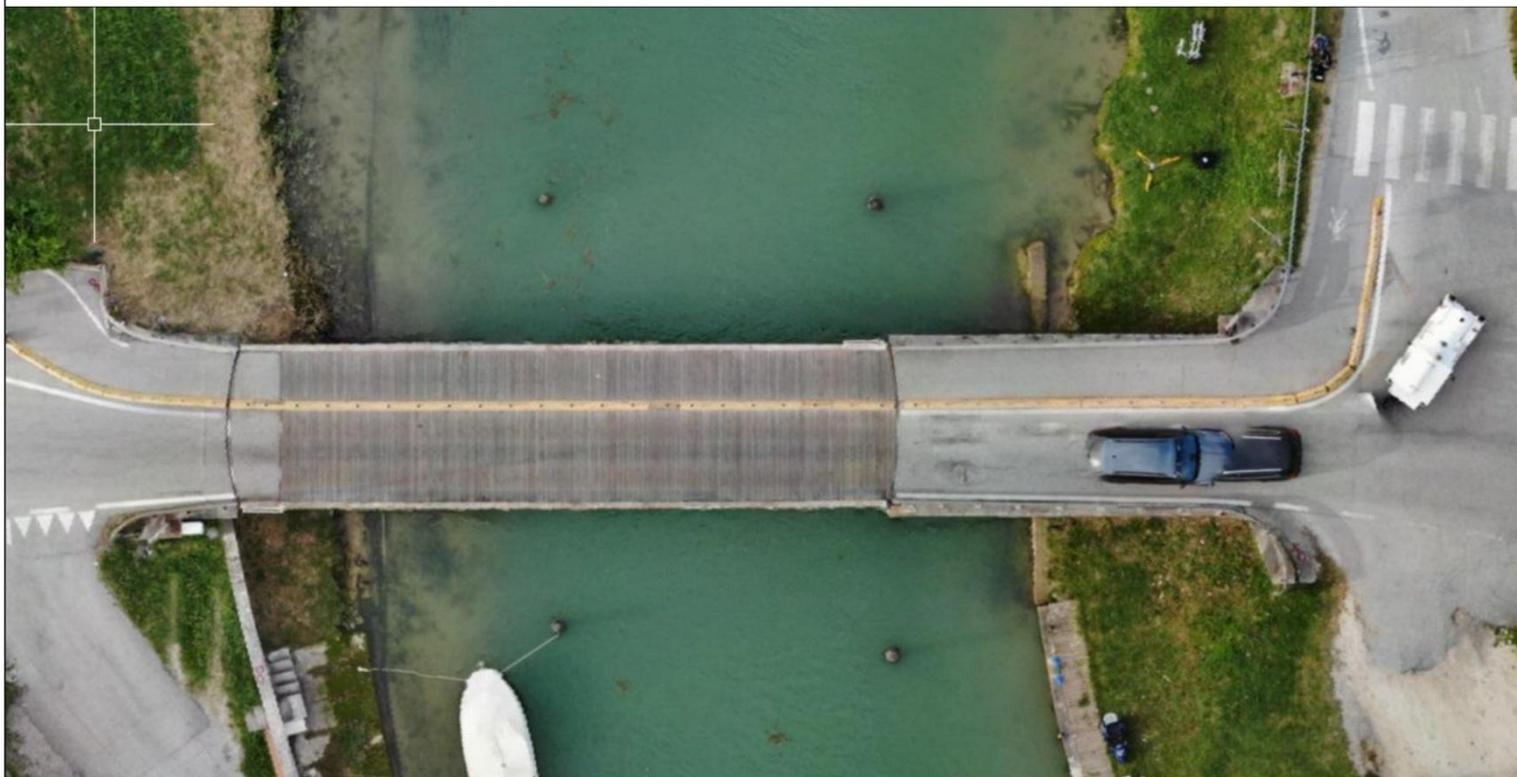




CITTA' METROPOLITANA DI VENEZIA

Area Mobilità
Servizio Trasporti Eccezionali, Ponti e Piste Ciclabili

Ca' Corner, San Marco 2662 - 30124 Venezia (VE)
Via Forte Marghera, 191 - 30173 Mestre (VE)



PROGETTO ESECUTIVO

INTERVENTI DI MANUTENZIONE STRAORDINARIA DEI PONTI GIREVOLI DELLA CITTÀ METROPOLITANA DI VENEZIA - I° STRALCIO
SP62 - PONTE GIREVOLE SUL CANALE SAETTA A CAORLE
SP42 - PONTE GIREVOLE SUL CANALE CAVETTA A JESOLO

IL RESPONSABILE DEL PROCEDIMENTO

Arch. Alberta Parolin

Comune di Caorle (VE)

SUPPORTO AL RUP

Arch. Francesca Finco

SP62 "Ponte Tezze-Caorle"

PROGETTAZIONE

Mastergroup
Ing. Gianluca Susin
Ing. Mauro Tona

Studio di ingegneria RS

SP62 - PONTE GIREVOLE CANALE SAETTA

Relazione di calcolo controllo del movimento di rotazione

REV.	DESCRIZIONE	DATA
1	EMISSIONE PROGETTO ESECUTIVO	15/10/2024
2	MODIFICA RUP E SUPPORTO AL RUP	04/04/2025

PE-IM-CA-201

SCALA:

1 Sommario

2	<u>MATERIALI IMPIEGATI.....</u>	3
3	<u>NORMATIVE E METODO DI ANALISI.....</u>	4
4	<u>DESCRIZIONE GENERALE.....</u>	5
5	<u>CARICHI AGENTI.....</u>	6
5.1	CARICO DEL VENTO	6
5.2	INERZIA DEL CARICO.....	6
5.3	ATTRITO	7
6	<u>DATI DELLA TRASMISSIONE</u>	7
7	<u>CALCOLO DELLE FORZE AGENTI SUGLI INGRANAGGI.....</u>	8
8	<u>DIMENSIONAMENTO DEI MOTORIDUTTORI.....</u>	9
8.1	TIPOLOGIA DI RIDUTTORE	9
8.2	COPPIA E VELOCITA' RICHIESTE ALL'ALBERO LENTO	9
8.3	FATTORE DI SERVIZIO DEL RIDUTTORE	10
8.4	CARICO RADIALE ALL'ALBERO LENTO	10
8.5	RAPPORTO DI INERZIA.....	11
8.6	OPTIONAL DEL MOTORIDUTTORE	12
9	<u>VERIFICA STATICA DELLA DENTATURA</u>	12
9.1	COEFFICIENTE KA	12
9.2	COEFFICIENTE $K\gamma$.....	12
9.3	COEFFICIENTE Kv.....	12
9.4	COEFFICIENTE $KH\beta$	12
9.5	COEFFICIENTE $KF\beta$	13
9.6	COEFFICIENTE $KH\alpha$.....	13
9.7	COEFFICIENTE $KF\alpha$	13
9.8	VERIFICA DI RESISTENZA DEL DENTE.....	13

2 MATERIALI IMPIEGATI

IDENTIFICATIVO	TENSIONE CARATTERISTICA DI SNERVAMENTO [MPa] ¹	TENSIONE CARATTERISTICA DI ROTTURA [MPa] ²	MODULO ELASTICO [MPa]	MODULO ELASTICO TRASVERSAL E [MPa]	COEFF. DI POISSON [-]	DENSITÀ [Kn/m ³]
S355J2 EN 10025-2:2004 Numero 1.0577	355	510	210000	81000	0.3	78
S235J2 EN 10025-2:2004 Numero 1.0117	235	360	210000	81000	0.3	78
39NiCrMo3 EN 10083-3:2006 Numero 1.6510	685	880	210000	81000	0.3	78
42CrMo4 ISO 683-2: 2018 Numero 1.7225	650	900	210000	81000	0.3	78
Bronzo G-CuSn12-C UNI EN 1982 Numero CC483K	150	270	75000	-	0.3	86

SPECIFICHE BULLONERIA (salvo dove diversamente specificato)

ACCIAIO INOX AISI 316 A4 – UNI 5739/5737 DIN 933/931

RONDELLE ACCIAIO INOX AISI 316 A4 – UNI6592

PIASTRINE A CUNEO CL.100 HV – UNI 6598

DADO ACCIAIO INOX AISI 316 A4 CLASSE 6S – UNI 5588 DIN 934

¹ S355J2 e S235J2: caratteristiche meccaniche riferite a spessori inferiori di 16 mm

39NiCrMo3: caratteristiche meccaniche riferite allo stato bonificato EN10083-3:2006 con diametri inferiori a 100mm

² S355J2 e S235J2: caratteristiche meccaniche riferite a spessori inferiori di 16 mm

39NiCrMo3: caratteristiche meccaniche riferite allo stato bonificato EN10083-3:2006 con diametri inferiori a 100mm

SMENGINEERING di Susin Ing. Gianluca, Via Piva 102 – 31049 Valdobbiadene (TV),

E-mail: gs.smengineering@gmail.com, Pec: gianluca.susin@ingpec.eu, Telefono: +39 3493148289

Codice Fiscale: SSNGLC90P17L565R, Partita IVA: 05020780267, CODICE SDI USAL8PV

3 NORMATIVE E METODO DI ANALISI

- UNI ISO 6336-1:2020 - Calcolo della capacità di carico di ingranaggi cilindrici a denti dritti ed elicoidali
- Parte 1: Principi di base, introduzione e fattori generali di influenza
- EC 1-2020 UNI ISO 6336-2:2020 - Calcolo della capacità di carico di ingranaggi cilindrici a denti dritti ed elicoidali - Parte 2: Calcolo della resistenza a fatica per contatto hertziano ripetuto o pitting
- EC 1-2020 UNI ISO 6336-3:2020 - Calcolo della capacità di carico di ingranaggi cilindrici a denti dritti ed elicoidali - Parte 3: Calcolo della resistenza a flessione dei denti
- UNI ISO 1328-1:2024 - Ingranaggi cilindrici- Sistema ISO per la classificazione degli ingranaggi - Parte 1: Definizioni e valori ammessi per le deviazioni delle geometrie dei denti.

4 DESCRIZIONE GENERALE

Il sistema di controllo del movimento di rotazione si basa su una trasmissione ad ingranaggi a denti dritti, composta da due pignoni motore e due settori di ruota dentata.

La coppia necessaria alla rotazione viene erogata equamente dai pignoni, i quali sono calettati ai motoriduttori. Durante la rotazione i settori di ruota dentata sono solidali alla pila centrale, mentre i motoriduttori si muovono assieme al carico.

Il sistema di controllo del movimento, oltre a movimentare il carico, ha la funzione di tenere il ponte in posizione durante la sua configurazione di transito.

Si definisce rapporto di riduzione primario, il rapporto tra la ruota dentata ed il pignone, e rapporto di riduzione secondario quello relativo al riduttore.

Il controllo della posizione del ponte durante la rotazione avviene per mezzo degli encoder montati sui motori, e sui finecorsa di inizio e fine.

Per limitare usura, pitting e l'azione corrosiva, sui pignoni motori è montato un pignone folle lubrificante.

La movimentazione del ponte deve avvenire sempre con entrambi i motori funzionanti.

In condizioni eccezionali, è possibile movimentare il ponte con un solo motore previa sblocco manuale del freno motore dell'unità non funzionante, ma ne è vietato l'utilizzo continuativo.

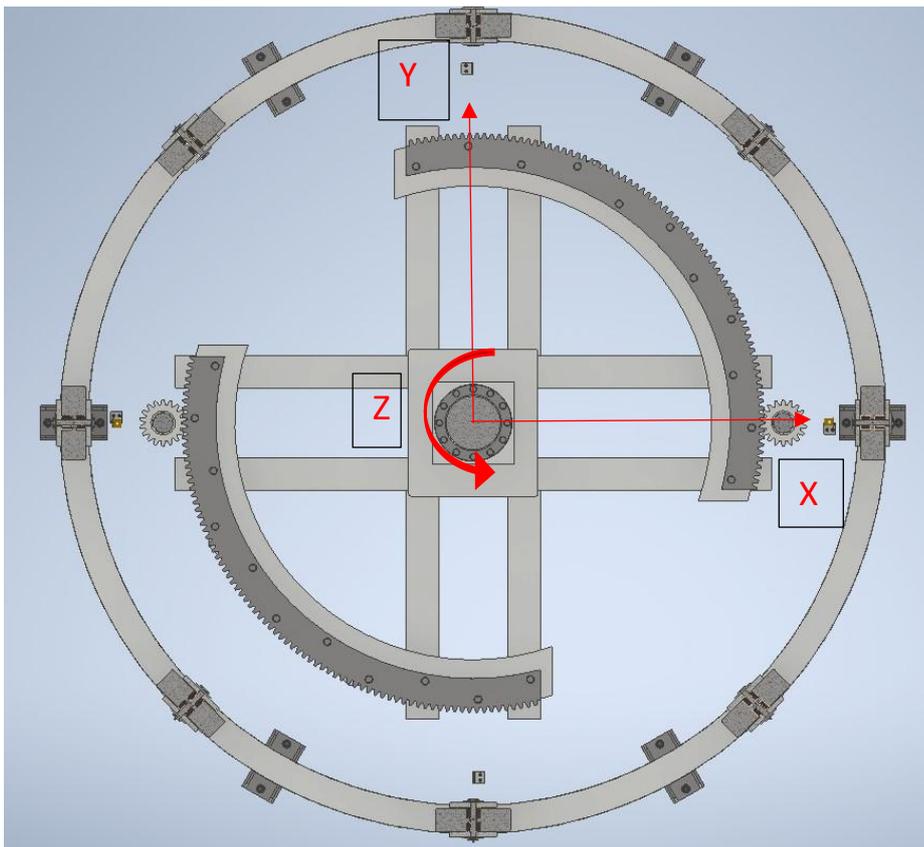


Figura 1: particolare sistema di controllo del movimento

5 CARICHI AGENTI

I carichi agenti durante la movimentazione del carico si riassumono come segue:

- Carico del vento
- Inerzia del carico
- Attrito

Descrizione	Valore	Unità di misura
Tempo di rotazione	90	s
Tempo di accelerazione/decelerazione	10	s
Accelerazione angolare	0.001963	Rad/s ²
Velocità angolare massima	0.019625	Rad/s
Inerzia del carico	1881295	Kg*m ²
Area di esposizione ponte fermo	66.56	m ²
Area di esposizione ponte mobile	21.05	m ²
Coppia vento ponte fermo C_{vf}	206.07	kNm
Coppia vento ponte in rotazione C_{vr}	64.63	kNm
Coppia da attrito C_a	1	kNm
Coppia dovuta al carico C_c	3.7	kNm

Il calcolo della coppia di rotazione reale richiesta è quindi:

$$C_f = C_{vf} - C_a = 205 \text{ kNm} \text{ con ponte fermo}$$

$$C_r = C_{vr} + C_a + C_c = 69.3 \text{ kNm} \text{ con ponte in rotazione}$$

5.1 CARICO DEL VENTO

In accordo con l'elaborato PFTE-CA-007, il calcolo del carico del vento è stato determinato secondo il capitolo 3.3 della normativa italiana, che propone la forma:

$$p = q_r * c_e * c_p * c_d$$

Imponendo le condizioni al contorno previste per l'altezza e per la zona geografica di interesse, si calcola la seguente pressione:

$$q_w = 1.29 \frac{kN}{m^2}$$

L'area di riferimento per il calcolo della forza del vento cambia a seconda della configurazione del ponte:

- Ponte senza veicoli e/o persone: $A = 21.05 \text{ m}^2$
- Ponte con veicoli: $A = 66.56 \text{ m}^2$

La forza del vento è applicata al baricentro dell'area di esposizione, ed in entrambi i casi genera una coppia dovuta all'eccentricità tra il punto di applicazione ed il centro di rotazione.

5.2 INERZIA DEL CARICO

L'inerzia del carico dipende dalla distribuzione delle masse, è stata calcolata mediante il software di progettazione ed aumentata del 3% per tenere conto di possibili differenze costruttive:

$$I = 1881295 \text{ kgm}^2$$

La coppia necessaria a mettere in rotazione il carico è proporzionale all'inerzia e all'accelerazione angolare applicata.

La coppia è stata calcolata considerando un profilo di velocità angolare trapezoidale, con tempo di accelerazione e decelerazione uguali, trascurando le concavità della curva cosiddette "jerk".

5.3 ATTRITO

L'attrito è dovuto agli organi che vengono messi in rotazione o strisciamento durante la movimentazione del ponte. In particolare:

- Forza di attrito volvente delle ruote di appoggio: $F_{w,v} = f * F_n * \frac{2}{D}$
- Forza di attrito delle bronzine dei perni ruota di appoggio: $F_{w,s} = F_n * \mu$

Dove:

$f = 0.013 * \sqrt{D}$ [mm] = braccio di reazione att. volvente

$\mu = 0.15$ = coefficiente di attrito bronzine lubrificate

F_n = carico massimo su ruota [N]

D = diametro ruota [mm]

6 DATI DELLA TRASMISSIONE

La trasmissione ad ingranaggi a denti dritti ha le seguenti caratteristiche:

Descrizione	Valore	Unità di misura
Diametro primitivo pignone	180	mm
Numero di denti pignone	18	-
Diametro primitivo ruota	2460	mm
Numero di denti ruota	246	-
Modulo della dentatura	10	-
Altezza della fascia dentata	100	mm
Angolo di pressione	20	°
Angolo d'elica	0	°
Interasse di montaggio pignone-ruota	1320	mm
Rapporto di riduzione primario τ_1	13.67	-
Materiale pignone	42CrMo4	-
Materiale ruota	42CrMo4	-
Durezza superficiale pignone	55	HRC
Durezza superficiale ruota	54	HRC
Classe di tolleranza del dente	8	-
Correzione del profilo dentatura	0	-
Addendum	10	mm
Dedendum	12.5	mm
Altezza del dente	22.5	mm
Rapporto di contatto trasversale	1.73	-

7 CALCOLO DELLE FORZE AGENTI SUGLI INGRANAGGI

Ai fini del calcolo si ipotizza che la trasmissione della coppia tra pignone e ruota avvenga mediante la forza scambiata nella zona di contatto di una coppia di denti.

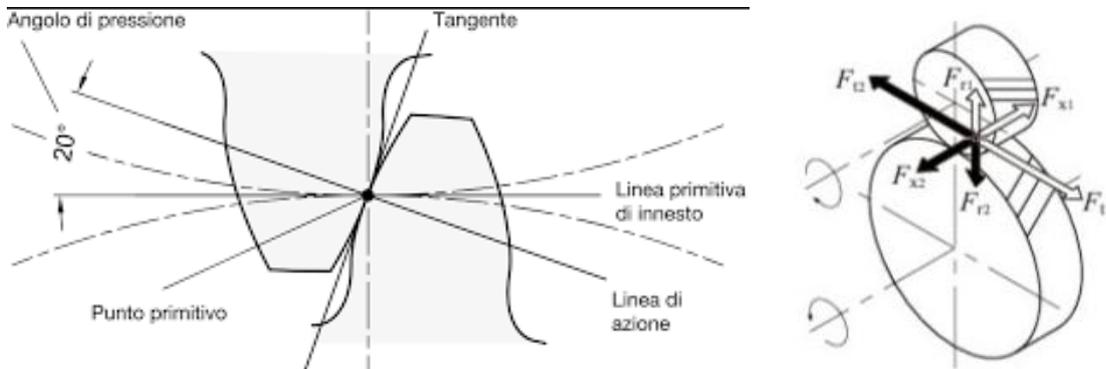


Figura 2: forze agenti sugli ingranaggi

In ragione dell'angolo di pressione α si calcolano la forza tangenziale e radiale agli ingranaggi:

$$C = F_t * \frac{D}{2} = F_t * \frac{d * \tau_1}{2}$$

$$F_t = F * \cos\alpha$$

$$F_r = F * \sin\alpha$$

Dove:

C = coppia di rotazione

F_t = forza tangenziale

F_r = forza radiale

D, d = diametri ruota e pignone

τ_1 = rapporto di riduzione primario

Ponte in rotazione		Ponte fermo	
Descrizione	Valore	Descrizione	Valore
Forza risultante [N]	30043	Forza risultante [N]	89144
Forza tangenziale [N]	28231.8	Forza tangenziale [N]	83768.2
Forza radiale [N]	10275.5	Forza radiale [N]	30489

8 DIMENSIONAMENTO DEI MOTORIDUTTORI

Il dimensionamento del motoriduttore è un processo iterativo volto a identificare la soluzione di ottimo rispetto ai seguenti parametri:

- Tipologia di riduttore
- Coppia richiesta all'albero lento, sia motrice che frenante e velocità di rotazione
- Fattore di servizio del riduttore
- Carico radiale sull'albero lento del riduttore
- Rapporto di inerzia
- Optional richiesti

8.1 TIPOLOGIA DI RIDUTTORE

La tipologia del riduttore viene scelta in base all'applicazione ed ai carichi agenti in esercizio.

Nel caso in esame, considerando gli ingombri a disposizione, i valori di coppia e velocità angolare richieste ed i valori di carico radiale sull'albero lento, si è scelto di montare un motoriduttore epicicloidale.

8.2 COPPIA E VELOCITA' RICHIESTE ALL'ALBERO LENTO

Per determinare la coppia richiesta all'albero lento di ciascun motoriduttore si parte dalla coppia calcolata al punto 5, scalandola con il rapporto di riduzione primario:

$$C_{al} = \frac{C}{2 * \tau_1}$$

Descrizione	Valore	Unità di misura
Coppia all'albero lento ponte fermo	7539	Nm
Coppia all'albero lento ponte in rotazione	2540.9	Nm

La coppia motrice necessaria alla rotazione viene erogata dal motore elettrico, mentre la coppia necessaria a mantenere il ponte fermo viene erogata dal freno del motore.

La velocità di rotazione ideale all'albero lento è stata calcolata moltiplicando la velocità angolare massima del ponte per il rapporto di riduzione primario:

$$\omega_{al} = \omega_{max} * \tau_1 = 0.2683 \frac{rad}{s} = 2.56 \text{ rpm}$$

Il motore elettrico è un motore asincrono trifase a 4 poli, di cui si conosce la velocità di rotazione alla frequenza di rete standard, assunta essere 1450 rpm.

Conoscendo la velocità in ingresso e quella richiesta in uscita al riduttore è possibile calcolare il rapporto di riduzione secondario relativo al riduttore. Sul catalogo del fornitore andrà scelto il valore di riduzione più vicino a quello ideale calcolato, nel nostro caso:

$$\tau_{2,id} = \frac{1450}{\omega_{al}} = 566.4$$

Dal catalogo del possibile fornitore *Rossi S.p.A.*, per i riduttori epicicloidali viene scelto il seguente rapporto di riduzione:

$$\tau_2 = 568$$

Come chiarito al punto 5, in condizioni eccezionali la coppia motrice e frenante devono essere garantite anche con un solo motore funzionante, ne consegue che per ciascun motore sono richiesti i seguenti valori di coppia:

$$C_{av,r,ecc} = C_{al,r} * \frac{2}{568} = 9 \text{ Nm}$$

$$C_{av,f,ecc} = C_{al,f} * \frac{2}{568} = 26.5 \text{ Nm}$$

Dove

$C_{av,r,ecc}$ = coppia motrice richiesta al singolo motore in condizioni eccezionali

$C_{av,f,ecc}$ = coppia frenante richiesta al singolo motore in condizioni eccezionali

Dal catalogo del possibile fornitore *Rossi S.p.A.*, per i motori autofrenanti asincroni trifase a 4 poli viene scelto il motore da 2.2 kW con i seguenti valori nominali:

$$C_n = 15 \text{ Nm} = \text{coppia motrice nominale}$$

$$C_f = 40 \text{ Nm} = \text{coppia frenante nominale}$$

8.3 FATTORE DI SERVIZIO DEL RIDUTTORE

Il fattore di servizio del riduttore dipende dalle condizioni di funzionamento, e viene normalmente scelto maggiore od uguale a 1.5 per applicazioni non gravose.

Il fattore di servizio è un parametro calcolabile secondo modelli proposti dai costruttori, nel caso in esame dal catalogo del possibile fornitore *Rossi S.p.A.*, è stato scelto il motoriduttore epicicloidale R 4EL 015A 568Y S080M1 F30c I28x250 V1, con fattore di servizio 1.8.

8.4 CARICO RADIALE ALL'ALBERO LENTO

L'azione radiale sull'albero lento viene assorbita dai cuscinetti del riduttore, i quali devono essere adeguatamente dimensionati per una vita compatibile con quella della macchina nella quale il riduttore è installato.

Nel caso in esame, il carico radiale dimensionante nel caso dell'albero lento si verifica a ponte fermo e vale:

$$F = 89144 \text{ N}$$

Il carico assiale sull'albero lento è nullo.

Dal catalogo del possibile fornitore *Rossi S.p.A.*, si corregge il carico radiale come segue:

$$F_{r2} = \frac{19100 * P * f_r * S_r}{d * \omega_{al}} = 102862 \text{ N}$$

Dove:

f_r = coefficiente dipendente dal tipo di trasmissione = 1.06

S_r = coefficiente dipendente dal tipo di funzionamento = 1.06

P = potenza installata

Il carico radiale corretto deve soddisfare la:

$$F_{r2} \leq F_{r2,adm}$$

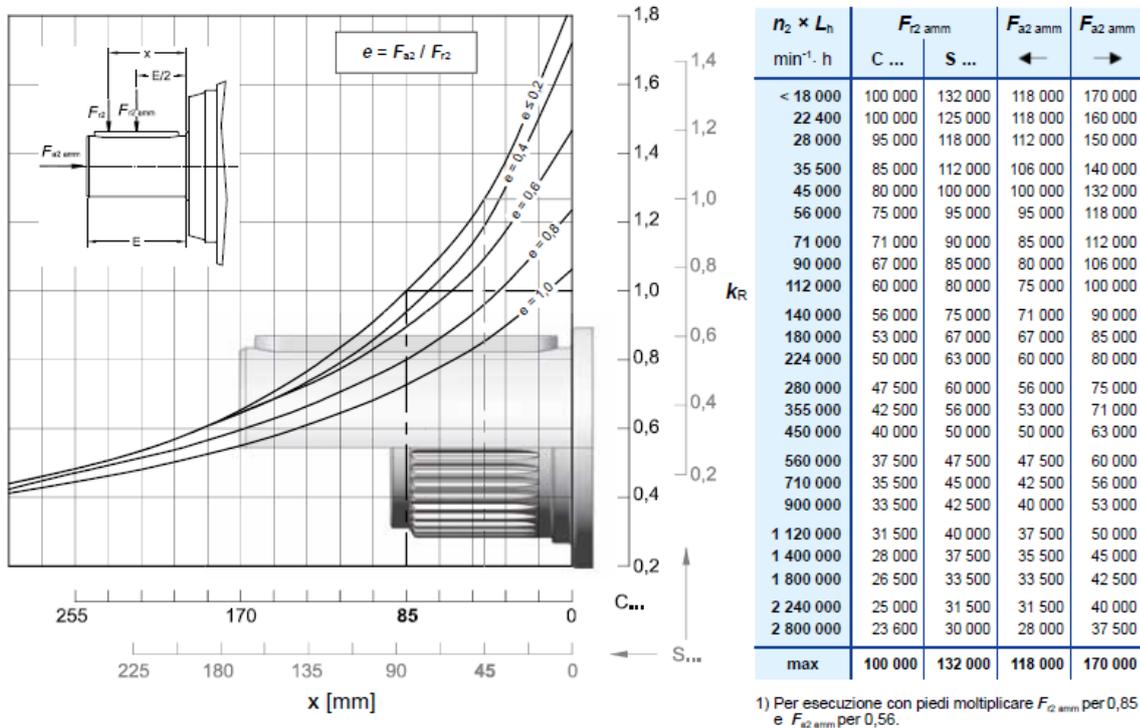


Figura 3

Dalla tabella di figura 3, in riferimento alla colonna “s” si calcola un valore di 45000 h/min.

La durata dei cuscinetti del riduttore si calcola come:

$$L_h = 35500 * \omega_{al} = 90880 h$$

8.5 RAPPORTO DI INERZIA

Per il corretto funzionamento della retroazione sull’azionamento, quando la movimentazione del carico è gestita tramite controllo di posizione ad encoder, è importante che il rapporto tra le inerzie del carico e del motore rientri entro certi valori limite.

$$R = \frac{I_c}{(\tau_1 * \tau_2)^2} * \frac{1}{I_m} = 5.78$$

Dove:

I_c = inerzia del carico

I_m = inerzia del motore, compreso di freno = 0.0054 kg * m²

Per automazioni che non necessitano di forti accelerazioni, è raccomandabile che il rapporto R sia minore di 6.

8.6 OPTIONAL DEL MOTORIDUTTORE

Gli optional richiesti al motore sono dovuti principalmente all'ambiente in cui vengono installati.

Sono stati ritenuti necessari i seguenti optional:

- Verniciatura superficiale dei motori e dei riduttori per ambiente aggressivo, con classe C5m
- Grado di protezione del motore IP56 o superiori
- Freno motore e relativa bulloneria in acciaio inox aisi 316
- Leva di sblocco del freno manuale
- Encoder assoluto con accoppiamento meccanico al motore

9 VERIFICA STATICA DELLA DENTATURA

La verifica del dente si esegue sotto l'ipotesi che la trasmissione della coppia tra pignone e ruota avvenga mediante la forza scambiata nella zona di contatto di una coppia di denti, ed applicando la correlazione di Lewis.

Il modello di Lewis considera il dente in presa come una trave incastrata sulla quale agisce un carico in punta pari alla forza tangenziale.

La UNI ISO 6336 prescrive una serie di coefficienti correttivi da applicare alla forza tangenziale, dipendenti dall'applicazione e dalle caratteristiche dimensionali della dentatura:

$$F_{th} = F_t * K_A * K_\gamma * K_v * K_{H\beta} * K_{F\beta} * K_{F\alpha} * K_{H\alpha}$$

9.1 COEFFICIENTE K_A

Secondo il metodo B proposto dalla normativa, questo coefficiente è determinabile sulla base di valori empirici forniti in tabella.

Nel caso in esame, dato il funzionamento comandato da inverter si può considerare un funzionamento uniforme con urti di lieve entità, dunque si assume un valore della costante di 1.25.

9.2 COEFFICIENTE K_γ

Questa costante viene introdotta per tenere conto della non uniformità della distribuzione del carico nel caso di più pignoni che ingranano sulla stessa ruota.

Nel caso in esame si può ipotizzare che ogni pignone ingrani sulla propria ruota, di conseguenza si assume un valore della costante pari a 1.

9.3 COEFFICIENTE K_v

Questa costante viene introdotta per tenere conto degli effetti sulla modifica del profilo della dentatura in relazione alla velocità ed al carico.

Per il caso in esame il valore della costante è stato determinato seguendo il metodo C della normativa, ed il suo valore è approssimabile a 1.

9.4 COEFFICIENTE $K_{H\beta}$

Questa costante viene introdotta per tenere conto della non uniformità sulla distribuzione del carico sulla faccia del dente dovuta agli errori di fabbricazione ed alla reale rigidità degli ingranaggi e dei loro supporti. Per il caso in esame è stata calcolata secondo il metodo C, e vale 2.

9.5 COEFFICIENTE $K_{F\beta}$

Questa costante viene introdotta per tenere conto della non uniformità sulla distribuzione del carico sulla radice del dente dovuta agli errori di fabbricazione ed alla reale rigidità degli ingranaggi e dei loro supporti. Per il caso in esame è stata calcolata secondo il metodo C, e vale 1.72.

9.6 COEFFICIENTE $K_{H\alpha}$

Questa costante viene introdotta per tenere conto della non uniformità sulla distribuzione del carico sulla superficie del dente dovuta alla presenza di diverse coppie di denti simultaneamente in contatto. Per il caso in esame è stata calcolata secondo il metodo B, e vale 1.

9.7 COEFFICIENTE $K_{F\alpha}$

Questa costante viene introdotta per tenere conto della non uniformità sulla distribuzione del carico sulla radice del dente dovuta alla presenza di diverse coppie di denti simultaneamente in contatto. Per il caso in esame è stata calcolata secondo il metodo B, e vale 1.

9.8 VERIFICA DI RESISTENZA DEL DENTE

Lo sforzo agente alla radice del dente viene calcolato mediante la correlazione di Lewis, utilizzando la forza tangenziale corretta secondo la normativa UNI ISO 6336:

$$\sigma = \frac{F_{th}}{m * Y * b} = 392 \text{ MPa}$$

Dove:

Y=fattore di forma adimensionale di Lewis

b=altezza della fascia dentata

m= modulo

F_{th}=121390 N

La tensione calcolata è relativa alla forza tangenziale massima riscontrabile in condizioni di funzionamento normale con il ponte in rotazione, e va confrontata con le tensioni di snervamento e rottura dell'acciaio con cui sono costruiti gli ingranaggi.

N denti	Y	N denti	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	dentiere	0.485

Figura 4: fattore di forma adimensionale di Lewis