

a cura di

LUIGI CALIGARIS - STEFANO FAVA - CARLO TOMASELLO

Prove svolte per la nuova maturità



EDITORE ULRICO HOEPLI MILANO

Copyright © Ulrico Hoepli Editore S.p.A.

via Hoepli 5, 20121 Milano (Italy)

tel. +39 02 864871 – fax +39 02 8052886

e-mail hoepli@hoepli.it

www.hoepli.it

Tutti i diritti sono riservati a norma di legge
e a norma delle convenzioni internazionali

Impaginazione: S.E.P. BaMa S.r.l., Vaprio d'Adda (Milano)

Ambito meccanica e meccatronica

INNESTO A FRIZIONE CONICA

Lo schema rappresentato in *Figura 1* rappresenta un innesto a frizione conica con il quale si deve trasmettere la potenza di 125 kW tra due alberi che ruotano a 2.000 giri/min.

Il candidato, fissato con motivati criteri ogni elemento necessario (materiali della campana, del disco e delle superfici di contatto, angolo di conicità β ecc.), calcoli:

1. la lunghezza l delle generatrici del tronco di cono d'attrito;
2. lo sforzo che deve esercitare la molla durante la manovra di innesto.

Esegua infine il proporzionamento del cinematismo determinando dimensioni e materiali:

3. dei due alberi;
4. della molla di innesto;
5. della linguetta di calettamento della campana sull'albero motore.

Realizzi

6. il disegno costruttivo della campana.

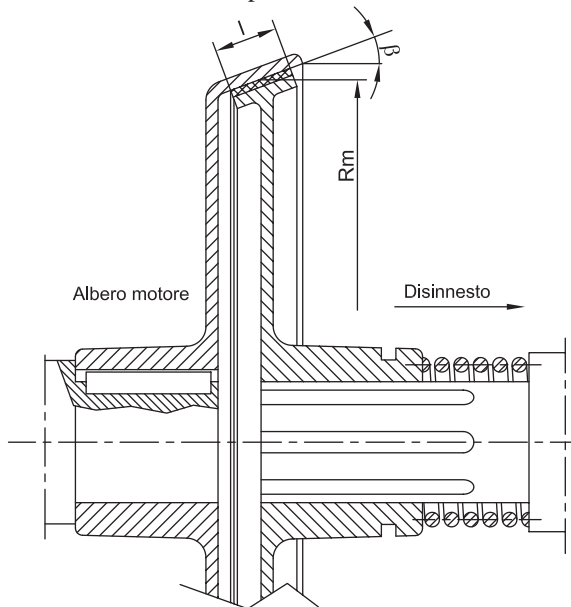


Figura 1 – Innesto a frizione conica.

Soluzione punti 1 e 2

Lo studio delle frizioni si effettua distinguendo il caso in cui le manovre di innesto e disinnesto si eseguono da ferme dal caso in cui si eseguono in movimento, quindi con slittamento relativo tra le superfici di frizione dei coni (*Manuale di Meccanica** pagg. I-78 e I-80).

$$F_t = \frac{M_t}{R_m}; \quad F_a = \frac{F_t \cdot \sin \beta}{f}$$

Si procede a determinare il momento torcente M_t in funzione della potenza N e della velocità angolare ω :

$$M_t = \frac{N}{\omega} = \frac{125.000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 2000} = 597 \text{ Nm}$$

Solitamente si dimensiona la frizione per trasmettere un momento massimo $1,25 \div 1,5$ volte il momento teorico calcolato, per tenere conto del rendimento delle superfici accoppiate.

Nell'ipotesi di utilizzare una campana e un disco entrambi in ghisa, con interposto del materiale d'attrito con un coefficiente di attrito $f = 0,25$ e una pressione specifica ammissibile $p_m = 0,15 \text{ N/mm}^2$ (*Manuale di Meccanica pag. I.79 Tabella I.60*). Inoltre si assegna all'angolo un valore $\beta = 20^\circ$:

Si procede a effettuare il dimensionamento per un momento di attrito pari a:

$$M_{max} = 1,25 M_t = 1,5 \times 597 = 746 \text{ Nm}$$

Si prevede un raggio medio R_m della frizione pari a 200 mm, per cui la forza tangenziale trasmessa vale:

$$F_t = \frac{M_{max}}{R_m} = \frac{746000}{200} = 3731 \text{ N}$$

Con queste ipotesi la forza assiale necessaria per l'innesto vale;

$$F_a = \frac{F_t \cdot \sin \beta}{f} = \frac{3731 \times \sin 20^\circ}{0,25} \sim 5105 \text{ N}$$

* tutti i riferimenti al Manuale rimandano a L. Caligaris, S. Fava, C. Tomasello (a cura di), *Manuale di Meccanica*, Seconda edizione, Milano, Hoepli 2016.

La lunghezza l delle generatrici di contatto si calcola in modo che la pressione scambiata tra le superfici risulti minore della pressione ammissibile (*Manuale di Meccanica* pagg. I-79 e I-80). si ottiene:

$$l \geq \frac{F_a}{2 \cdot \pi \cdot R_m \cdot p_{am} \cdot \sin \beta} = \frac{5105}{2 \cdot \pi \cdot 200 \cdot 0,15 \cdot \sin 20^\circ} \geq 79,19 \text{ mm}$$

Si assume $l = 80 \text{ mm}$

Soluzione punto 3

Albero motore

I diametri degli alberi condotto e conduttore si dimensionano a torsione semplice, perché i momenti flettenti sono trascurabili, mediante la *formula I.7* di pag. I-84 del *Manuale di Meccanica*.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{t,max}}{\pi \cdot \tau_{am}}} =$$

con τ_{am} tensione ammissibile del materiale, $\tau_{am} = \frac{2}{3 \cdot \sqrt{3}} \frac{R_m}{g_r}$

Viene scelto, dalla *tabella F.34, pag. F-110, del Manuale di Meccanica*, un acciaio non legato da bonifica EN 10083-C22E, con resistenza a trazione $R_m = 500 \text{ N/mm}^2$ e si assume il grado di sicurezza $g_r = 3$.

$$\tau_{am} = \frac{2}{3 \cdot \sqrt{3}} \frac{500}{3} \cong 64 \text{ N/mm}^2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 746.000}{\pi \times 64}} = 39 \text{ mm}$$

Il diametro effettivo degli alberi deve essere assunto arrotondando il valore teorico d calcolato, al valore superiore più vicino della serie dei numeri normali per la meccanica (*Manuale di Meccanica Tabella E.5 pag. E-10*). Tenendo conto della linguetta di calettamento ($14 \times 9 \text{ UNI 6604}$) si assume il diametro dell'albero $d = 50 \text{ mm}$.

Albero condotto

La scelta del profilo scanalato è determinata dal diametro dell'albero già calcolato e dalle caratteristiche funzionali dell'accoppiamento e dell'eventuale trattamento superficiale del mozzo.

Si assume uno scanalato a denti diritti, serie leggera UNI 8953, di diametro esterno $D_e = 50$ mm e diametro interno $d_i = 46$ mm e $z = 8$ denti (*Manuale di Meccanica tabella I-32 pag. I-37*).

Nell'ipotesi di superfici di contatto non cementate (acciaio da bonifica su ghisa) e accoppiamenti fissi o scorrevoli non sotto carico (al disinnesto cessa il carico) si pone (*tabella I.29*):

$$m = 2,10$$

Nell'ipotesi di accoppiamenti scorrevoli non sotto carico e carico costante, senza vibrazioni, buona lubrificazione e lavorazione molto precisa (*tabella I.30*):

$$K = 1.1$$

I valori del parametro Ω dipendono dalle caratteristiche geometriche dei profili e sono contenute nella *tabella I.31, riportata a pag. I-36 del Manuale di Meccanica*.

$$\Omega = \frac{d_i^2}{(D_e + d_i) \cdot (D_e - d_i) \cdot z} = \frac{46^2}{(50 + 46) \times (50 - 46) \times 8} = 0,69$$

La lunghezza minima L del tratto scanalato deve soddisfare la seguente disuguaglianza:

$$L \geq \frac{d_i \cdot m \cdot \Omega}{K} = \frac{46 \cdot 2,10 \cdot 0,69}{1,1} \cong 61,6 \text{ mm}$$

Si assume $L = 65$ mm

Soluzione punto 4

Considerando che la molla deve essere inserita sull'albero scanalato, si può prevedere un diametro interno maggiore di 10 mm, pari a 60 mm e si assume, in prima approssimazione, un diametro medio $d_m \sim 70$ mm e un raggio medio dell'elica $r = 35$ mm.

Il materiale della molla, dalla *tabella I.145, pag. I-202 del Manuale di Meccanica*, si assume l'acciaio legato 50 CrV 4 UNI 3545, con carico di rottura $R_m = 1500$ N/mm², carico di snervamento $R_s = 1225$ N/mm². La tensione

tangenziale ammissibile si assume (*formula I.147 pag. I-197 del Manuale di Meccanica*):

$$\tau_{am} = \frac{R_m}{2\lambda}$$

in cui λ è un fattore correttivo che dipende dal rapporto $2r/d$ e tiene conto della curvatura a elica del filo. Dal grafico di *figura I-151 di pag. I-191* si assume, in prima approssimazione per $2r/d = 6$, un valore di λ uguale a 1,3. Da cui (valutando una tipologia di carico medio):

$$\tau_{am} = \frac{R_m}{2\lambda} = \frac{1500}{2 \cdot 1,25} = 577 \quad \text{N/mm}^2$$

Per molle ad elica di compressione a sezione circolare le relazioni sono (*I-145 Manuale di Meccanica*):

$$F = \frac{\pi \cdot d^3}{16 \cdot r} \cdot \tau_{am} \quad \text{freccia} = 64 \cdot \frac{n \cdot r^3 \cdot F}{d^4 \cdot G}$$

Con questi dati si procede al calcolo del diametro del filo della molla e della successiva verifica:

Per determinare il diametro e il numero di spire della molla occorre stabilire la forza che agisce su di essa. La forza assiale F_a corrisponde alla trasmissione del moto da parte della frizione conica ed il suo valore già calcolato è pari a $F_a = 3640$ N. La molla, nella fase di disinnesto, subisce però una forza maggiore. Si pone la forza assiale di disinnesto pari a 1,3 volte la forza assiale utile alla trasmissione del momento stabilito. Si assume la variazione di freccia, per il distacco, $\Delta f = 3$ mm; considerando la freccia proporzionale alla forza trasmessa dalla molla, possiamo determinare la freccia e la forza totale che subisce la molla. Infatti se $\Delta f = 3$ mm, la $F_{max} = 1,3 \times F_a = 4735$; e poiché:

$$f_{max} : F_{max} = \Delta f : (F_{max} - F_a)$$

Si ottiene $f_{max} = 13$ mm

$$d^3 = \frac{16 \cdot r \cdot F_{max}}{\pi \cdot \tau_{am}} = 11,35 \text{ mm}$$

Si assume $d = 12$ mm e si calcola il numero di spire:

$$n = \frac{f \cdot d^4 \cdot G}{64 \cdot r^3 \cdot F_{max}} = \frac{13 \times 12^4 \times 82400}{\pi \times 35^3 \times 4735} = 1,71$$

Si assumono $n_u = 2$ spire utili.

Poiché si tratta di molla con le estremità chiuse e molate per trovare il numero di spire totali n_t , è necessario aggiungere alle spire utili le spire inattive, in numero di 2.

$$n_t = n_u + 2 = 2 + 2 = 4 \text{ spire totali}$$

Si determinano i seguenti dati per la molla:

- numero spire totali $n = 4$;
- passo fra le spire $p = 20$ mm;
- lunghezza molla scarica $l = 4 \times 20 - 12 = 68$ mm (si immagina la molla spianata per mezzo diametro per parte);
- lunghezza molla a frizione innestata $l_i = 68 - 10 = 58$ mm;
- lunghezza molla a frizione disinnestata $l_d = 68 - 13 = 55$ mm.

Soluzione punto 5

La forza tangenziale che la linguetta 14×9 , posta sull'albero di diametro $d = 50$ mm, deve trasmettere vale:

$$F_t = \frac{2M_t}{d} = \frac{2 \times 895000}{50} = 35800 \text{ N}$$

Assumendo il materiale della linguetta acciaio EN 10025-S355 con carico di rottura $R_m = 500$ N/mm², e grado di sicurezza $g = 3$, si ottiene:

$$\tau_{am} = \frac{R_m}{3 \times \sqrt{3}} = 96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Da cui, indicando con A l'area minima trasversale della linguetta:

$$\tau_{am} \leq \frac{3 F_t}{2 A}; \quad A \geq \frac{3 \times 35800}{2 \times 96} = 560 \text{ mm}^2$$

La larghezza della linguetta $b = 14$ mm, per cui la lunghezza minima l vale:

$$l = \frac{560}{14} = 40 \text{ mm}$$

Tenendo conto degli arrotondamenti si assume una linguetta $14 \times 9 \times 56$ UNI 6604 (tabella 1.26 del Manuale di Meccanica).

Soluzione punto 6

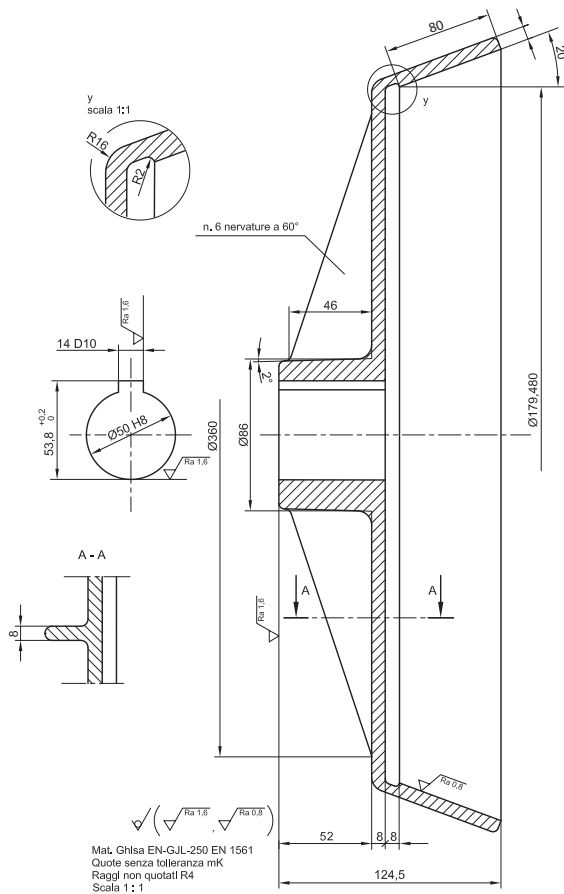


Figura 2 – Disegno costruttivo della campana.

MANDRINO DI UN TRAPANO

Al mandrino di un trapano devono rendersi disponibili le seguenti velocità di rotazione in giri/min: 250-400-630.

Il cambio ad ingranaggi è costituito da un blocco di tre ruote solidali, scorrevoli sull'albero scanalato del mandrino; ciascuna delle ruote del blocco suddetto può imboccare con la ruota coniugata fissa sull'albero primario. Quest'ultimo ruota a 720 giri/min, essendo azionato da un motore elettrico mediante una trasmissione con cinghie.

Il candidato, assumendo con giustificato criterio i dati occorrenti, esegua:

1. il calcolo della potenza di taglio e quella del motore, allorché una punta elicoidale di diametro di 20 mm, in acciaio superrapido, effettua fori su acciaio con carico di rottura a trazione di 500 N/mm₂;
2. il dimensionamento della coppia di ruote che riduce il numero di giri/min da 720 a 250 per la potenza calcolata;
3. il disegno costruttivo del rocchetto della suddetta coppia, calcolando il diametro dell'albero, su cui il rocchetto stesso è calettato, in base al momento torcente;
4. il ciclo di lavorazione del rocchetto per una produzione di media serie, determinando il fabbisogno di materia prima, gli utensili, gli attrezzi e gli strumenti di misura necessari per ogni lavorazione, nonché la potenza del tornio da impiegare.

Relazione di calcolo

Soluzione punto 1

Determinazione dei parametri di taglio della lavorazione

Dalla *tabella G.6 a pag. G-42 del Manuale di Meccanica* si ricavano i seguenti parametri di taglio:

- Diametro punta,
(valore assegnato) $d = 20$ mm
- Materiale punta
(tabella G.6 pag. G-42) Acciaio rapido
- Velocità di taglio
(tabella G.6 pag. G-42) $V_t = 30$ m/min
- Velocità di rotazione
(formula G.49) $n = 1000 \cdot V_t / \pi \cdot d$ $n = 476$ giri/min
- Avanzamento
(valore tabellare - G.6) $a = 0.3$ mm/giro
- Carico di rottura del materiale
da lavorare $R_m < 700$ N/mm²

Calcolo della potenza di taglio per la foratura

Utilizzando le formule riportate nel *Manuale di Meccanica* a pag. G-43 si ottiene:

Sezione di truciolo (*formula G.55*)

$$q = \frac{a}{2} \cdot \frac{d}{2} = 1,5 \text{ mm}^2$$

Coefficiente di strappamento per acciaio (*formula G.54*)

$$K_s = (4,8 \div 6) R_m = 5 \times 500 = 2500 \text{ N/mm}^2$$

Forza di taglio per ciascun tagliente (*formula G.52*)

$$F_t = q \cdot K_s = 1,5 \cdot 2500 = 3750 \text{ N}$$

Momento torcente agente sulla punta elicoidale (*formula G.50*)

$$M_t = F_t \cdot \frac{d}{2} = 3750 \cdot \frac{20}{2} = 37500 \text{ Nmm}$$

Potenza di taglio (quella di avanzamento è trascurabile, *formula G.56*)

$$N_t = M_t \cdot \frac{2\pi n}{60000} = 37500 \cdot \frac{\pi \cdot 476}{30000} \cong 1868,3 \text{ W}$$

Potenza motore (*formula G.57*), assumendo il rendimento $\eta = 0,7$ in funzione dello stato della macchina

$$N_m = \frac{N_t}{\eta} = \frac{1868,3}{0,7} \cong 2670 \text{ W} = 2,67 \text{ kW}$$

$$\text{Momento torcente motore } \frac{M_t}{\eta} = \frac{37.500}{0,7} = 53.571 \text{ Nmm}$$

Soluzione punto 2

Dimensionamento della coppia di ruote che riduce il numero di giri da 720 a 250

- Potenza $N_m = 2,67 \text{ kW}$
- Numero di giri ruota conduttrice $n_1 = 72 \text{ giri/mi}$
- Numero di giri ruota condotta $n_2 = 250 \text{ giri/min}$
- Numero di denti pignone $z_1 = 25$

- Numero di denti ruota $z_2 = 72$
- Materiale Acciaio 20 CrNi 4 cementato e temprato

Calcolo del modulo

Calcolo del modulo minimo secondo il metodo di Lewis (*Manuale di Meccanica pag. I-127*). Si effettua con la seguente relazione:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_t}{\lambda \cdot z \cdot \sigma_{am} \cdot y}}$$

dove:

- M_t è il momento torcente motore che agisce sulla ruota che vale: 53571 N/mm;
- σ_{am} la tensione ammissibile pari a 300 N/mm²;
- y è il coefficiente di Lewis riportato in *tabella I.89, pag. I-127 del Manuale di Meccanica*, in funzione dell'angolo di pressione della dentatura 20° e del numero dei denti: 0,339.
- $\lambda = \frac{m}{b} = 10$

Sostituendo si ottiene:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 53.571}{10 \cdot 25 \cdot 300 \cdot 0,339}} = 1,54 \text{ mm}$$

La UNI 6586 riporta l'elenco di tutti i moduli unificati. Si sceglie il modulo di valore immediatamente superiore a quello ottenuto con la formula di Lewis. Pertanto il valore definitivo del modulo sarà 2 mm.

Dimensionamento del rocchetto

Si è ora in grado di dimensionare la ruota dentata e riportare nella tabella i parametri di proporzionamento normale (dimensioni in mm).

Caratteristica	Simbolo	Formula e valore	Caratteristica	Simbolo	Formula e valore
Numero denti	z	$z = d/m = 25$	Diametro primitivo	d	$d = d \cdot m = 25 \cdot 2 = 50$
Modulo	m	$m = p/\pi = 2$	Diametro di testa	d_a	$d_a = d + 2 \cdot h_a = 54$
Passo	p	$p = \pi \cdot d/z = 6,28$	Diametro di base	d_b	$d_b = d - 2 \cdot h_f = 45$
Addendum	h_a	$h_a = m = 2$	Rapporto d'ingranaggio	u	$u = z_2/z_1 = 2,88$
Dedendum	h_f	$h_f = 1,25 \cdot m = 2,5$	Interasse	I	$I = (d_1 + d_2)/2 = 97$
Altezza del dente	h	$h = 2,25 \cdot m = 4,5$	Larghezza dentatura	b	$b = 10 \cdot m = 20$
Angolo di pressione	α	$\alpha = 20^\circ$			

Soluzione punto 3**Calcolo del diametro dell'albero su cui è calettato il rocchetto e disegno rocchetto**

Il diametro dell'albero su cui è calettato il rocchetto è dimensionato alla torsione semplice, perché il momento flettente non è conosciuto. Per la scelta del materiale si consulta la *tabella F.34, pag. F-110 del Manuale di Meccanica*, che riporta le caratteristiche degli acciai da bonifica UNI EN 10083. Si adotta l'acciaio C22E, con resistenza a trazione $R_m = 500 \text{ N/mm}^2$ e grado di sicurezza $g_r = 3 \text{ N/mm}^2$.

con τ_{am} tensione ammissibile del materiale:

$$\tau_{am} = \frac{2}{3 \cdot \sqrt{3}} \frac{500}{3} \cong 64 \text{ N/mm}^2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{t, \max}}{\pi \cdot \tau_{am}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 53.571}{\pi \times 64}} = 16,21 \text{ mm}$$

Dal *Manuale di Meccanica, tabella I.26 pag. I-32*, si rileva che per diametri degli alberi compresi tra 22 e 30 mm, la parte di linguetta che penetra nell'albero $t_1 = 4 \text{ mm}$. Pertanto il diametro effettivo dell'albero (*ipotesi extrasicura, pag. I-84, Manuale di Meccanica*) e quindi del foro del pignone, saranno:

$$d_e = d + 2 \cdot t_1 = 16,21 + 2 \cdot 4 = 24,21 \text{ mm}$$

Si assume $d_e = 25 \text{ mm}$.

Scelta e verifica della linguetta

Una linguetta con lunghezza pari a 1,5 volte il diametro dell'albero è in grado di trasmettere, a taglio, tutto il momento torcente ammissibile sull'albero stesso. In questo caso si avrà:

$$L = 1,5 \times 25 = 37,5 \text{ mm}$$

La designazione completa sarà: linguetta UNI 6604 A 8×7×38.

La lunghezza L della linguetta si verifica al taglio (*Manuale di Meccanica pag. I-31*):

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{2 \cdot M_t}{d} \cdot \frac{1}{A_1} \leq \tau_{am}$$

Soluzione punto 4**Il ciclo di lavorazione del rocchetto per una produzione di media serie**

Seguendo le indicazioni riportate dal *Manuale di Meccanica pag. S-34* e soprattutto gli esempi riportati nelle pagine successive, viene costruito di seguito il ciclo di lavorazione del rocchetto con la elencazione delle operazioni, le macchine, gli utensili, gli attrezzi e i calibri di misurazione. Si precisa che il tempo non è certamente sufficiente per stendere un ciclo di qualità, con i disegni esplicativi delle fasi. Queste ultime saranno perciò solo elencate in forma dettagliata così da essere interpretate in modo univoco e preciso.

<i>Caratteristiche elemento finito</i>				
<i>Ciclo n.</i>	<i>Ditta:</i>	<i>Data:</i>	<i>Particolare n.</i>	<i>Foglio</i>
	<i>Compilatore:</i>	<i>Quantità:</i>	<i>Complessivo</i>	<i>...../.....</i>
<i>N</i>	<i>Descrizione operazione</i>	<i>Macch.</i>	<i>Utensili, Attrezzi e calibri</i>	<i>Tempi</i>
10	10.1-Taglio degli spezzoni dalla barra F	Seghetto alternativo	Disco F 250 × 2,5 Calibro a corsoio 1/20	
20	20.1 - Montaggio del pezzo sull'autocentrante 20.2 - Sfacciatura con profondità p = 1 mm 20.3 - Centatura 20.4 - Foratura 20.5 - Alesatura foro F 24,7 20.6 - Esecuzione smussi	Tornio parallelo	Utensile a sfacciare Punta da centri A2 Punte elicoidali N8, N16, N22 Utensile alesatore A16R SSKCR 09 Calibro a corsoio 1/20	
30	30.1 - Capovolgimento del pezzo e montaggio su bussola di centraggio interno 30.2 - Sfacciatura a dimensione 30.3 - Tornitura cilindrica a dimensione F52h9 30.4 - Esecuzione smusso 2×45°	Tornio parallelo	Utensile 20×20 SSDCR 1616H-09P10 Calibro a corsoio 1/20 Micrometro 1/100	
40	40.1 - Esecuzione cava per linguetta	Stozzatrice	Utensile diritto per cave Calibro a corsoio 1/20	
50	50.1 - Montaggio su bussola di centraggio interno	Dentatrice Pfauter	Creatore destro Micrometro a piattelli	
60	60.1 - Trattamento termico di bonifica 60.2 - Decapaggio	Reparto Trattamenti termici	Forno elettrico	
70	70.1 - Montaggio su bussola di centraggio esterno 70.2 - Rettificazione del foro F25 H7	Rettificatrice per esterni	Mola forma 1 20×15-H15 A 36 L 5 V-30 m/s Calibro P-NP 25 H7	
80	80.1 - Montaggio su spina ad espansione 80.2 - Rasatura dei denti 80.3 - Controllo dimensionale	Rasatrice longitudinale	Utensile rasatore Micrometro a piattelli Micrometro 1/100 Calibro P-NP 25 H7 Calibro a corsoio 1/20	

ALBERO DI TRASMISSIONE CON RUOTA DENTATA

Nel disegno allegato è rappresentato un albero che trasmette una potenza di 100 kW alla velocità angolare di 1450 giri/min. La ruota dentata calettata su di esso per mezzo del profilo scanalato a profili cilindrici (UNI 8953 - 8 × 46 × 54 T), presenta le seguenti caratteristiche geometriche:

- numero dei denti $z = 17$ denti
- modulo $m = 5$ mm
- angolo di pressione $\theta = 20^\circ$
- larghezza fascia dentata $b = 50$ mm

L'albero alla sua estremità è dotato di un ulteriore profilo scanalato (UNI 8953 - 8 × 42 × 48 T) destinato ad accogliere la flangia di un giunto.

Il candidato, in base alle conoscenze acquisite durante il percorso formativo, tenendo conto dei dati indicati e completati dalle sue opportune assunzioni, esegua:

1. la verifica di stabilità dell'albero e della ruota dentata, scegliendo opportunamente i materiali;
2. la scelta dei cuscinetti fissando un obiettivo di durata di 8000 ore;
3. il disegno costruttivo dell'albero, completo di quote, tolleranze (geometriche e dimensionali) e gradi di rugosità.

Inoltre, facendo riferimento ad un determinato numero dei pezzi da produrre, definisca:

4. il ciclo di lavorazione dell'albero, mettendo in evidenza le sequenze delle operazioni di produzione e di collaudo, il grezzo di partenza, le macchine, gli utensili, i parametri di taglio ed i trattamenti termici.

Le dimensioni non indicate si ricavano dal disegno in proporzione con le dimensioni note.

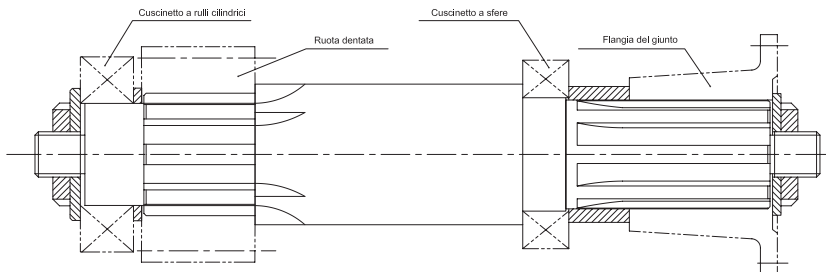


Figura 1 – Albero.

Soluzione punto 1**a. Verifica di stabilità dell'albero**

L'albero rappresentato nell'allegato può essere assimilato ad una trave su due appoggi. Esso risulta essere soggetto a sforzi di flessione e di torsione. Data la potenza da trasmettere e il numero di giri, valori assegnati dal testo, il momento torcente è dato da (*esempio 3, pag. I-141, Manuale Meccanica*) con N [kW] e n [giri/min.]:

$$M_t = 9550000 \cdot \frac{N}{n} = 9550000 \times \frac{100}{1450} = 658900 \text{ Nmm}$$

La spinta sull'albero S è data da (*relazioni I-44 e I-45, pag I-129 Manuale di Meccanica*):

$$S = \frac{F_t}{\cos \theta}$$

dove:

$\theta = 20^\circ$ = angolo di pressione

$F_t = M/r$ = forza tangenziale

$r = m \cdot z/2$ = raggio primitivo della ruota dentata

Essendo $m = 5$ mm, $z = 17$ denti e $r = 42,5$ mm, risulta:

$$F_t = \frac{658900}{42,5} = 15504 \quad S = 16500 \text{ N}$$

Dalla *figura 2* si determinano le reazioni vincolari e il diagramma del momento flettente (*pag. H-157, Manuale di Meccanica*):

$$R_B = \frac{16500 \times 45}{190} = 3908 \text{ N}; \quad R_A = 16500 - 3908 = 12592 \text{ N}$$

$$M_{Cf} = 12592 \times 45 = 5669640 \text{ Nmm}$$

Si verifica l'albero solo a torsione nell'estremità del profilo scanalato UNI 8953-8 $\times 42 \times 48$ e si verifica a flesso-torsione nella sezione maggiormente sollecitata che corrisponde al punto medio della ruota dentata (punto C).

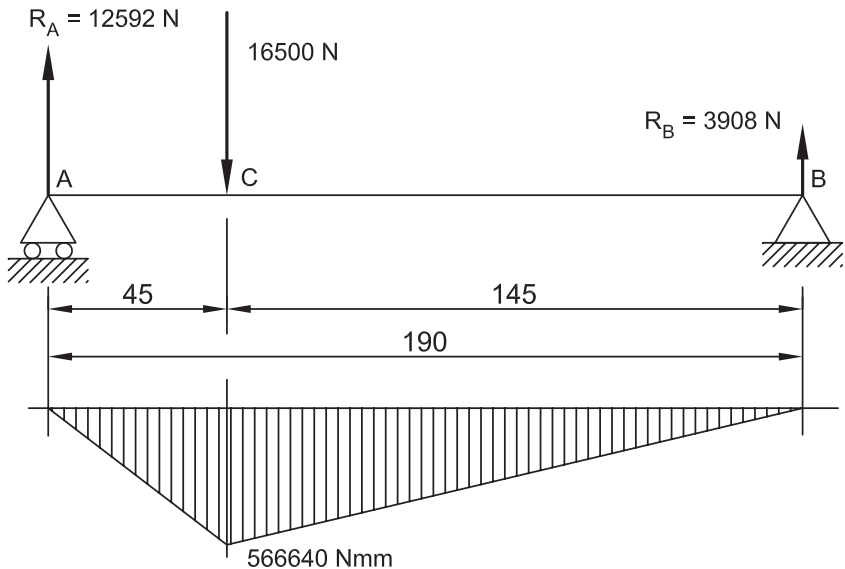


Figura 2 – Reazioni vincolari e diagramma del momento flettente.

La verifica a torsione richiede che la tensione massima τ_{max} sia inferiore a quella ammissibile τ_{am} . Si assume come materiale dell'albero l'acciaio EN 10083 34Cr4 bonificato, con $R_m = 900 \text{ MPa}$. Dal *Manuale pag. I-84*, assumendo il grado di sicurezza $g_R = 3$, si nota che nel punto C l'albero è sollecitato a fatica da momento torcente e flettente, mentre nella sezione estrema non è presente il momento flettente e l'albero è sollecitato dinamicamente dal solo momento torcente; si ricava che:

$$\sigma_{anf} = \frac{1}{3} \cdot \frac{R_m}{g_R} = 100 \text{ MPa}; \quad \tau_{am} = \frac{2}{3 \cdot \sqrt{3}} \cdot \frac{R_m}{g_R} = 115 \text{ MPa}$$

Le tensioni sull'albero (*Manuale di Meccanica pag. I-85, relazione I.12*) nel punto C valgono, essendo il diametro resistente dell'albero scanalato $d_1 = 46$ mm:

$$\sigma_f = \frac{32M_{cf}}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \times 566640}{\pi \times 46^3} = 59 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{16M_t}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{16 \times 658900}{\pi \times 46^3} = 35 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2} = 85 \text{ MPa}$$

Poiché $\sigma_{id} < \sigma_{amf}$ l'albero risulta verificato a flessione-torsione nel punto C.

Nell'estremità scanalata con diametro $d_2 = 42$ mm la tensione di torsione vale:

$$\tau_2 = \frac{16M_t}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{16 \times 658900}{\pi \times 42^3} = 45 \text{ MPa}$$

Poiché $\tau_2 < \tau_{am}$ l'albero risulta verificato a torsione all'estremità scanalata.

b. Verifica di stabilità della ruota dentata

Per ingranaggi con velocità superiore a 3 m/s la verifica dovrebbe essere fatta ad usura in funzione della pressione sui fianchi e della durata prevista.

Non essendo dato il rapporto di trasmissione non è possibile procedere in tal modo e quindi si calcola la tensione σ_{max} sul dente con il metodo di Lewis e la si confronta con quella ammissibile per il materiale della ruota.

Formula di Lewis (*relazione I-35, pag I-127 Manuale di Meccanica*):

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_t}{\lambda \cdot z \cdot \sigma_{max} \cdot y}}$$

dove:

- $M_t = 658900$ Nmm;
- $\lambda = b/m = 10$;
- $z = 17$ denti;

- $y = 0,301$ coefficiente di Lewis (*tabella I.88, pag. I-127 del Manuale di Meccanica*);
- σ_{amm} = tensione ammissibile sul dente (*formula I.36, Manuale di Meccanica*).

$$\sigma_{amm} = \frac{R_m}{g_R} \cdot \frac{A}{A + v}$$

$$v = \frac{\pi \cdot z \cdot m \cdot n}{60} = \frac{\pi \times 17 \times 5 \times 1450}{60000} = 6,45 \text{ m/s}$$

Nell'ipotesi che la ruota dentata sia realizzata con un acciaio EN 10084 20NiCrMo6-4 cementato e temprato con $R_m = 1200$ MPa (*tab. F.43, pag F-116 Manuale di Meccanica*), grado di sicurezza $g_R = 3$, $A = 6$ coefficiente che tiene conto dello stato di finitura:

$$\sigma_{am} = \frac{1200}{3} \times \frac{6}{6 + 6,45} = 192 \text{ MPa}$$

La tensione massima sul dente vale:

$$\sigma_{max} = \frac{2M_t}{\lambda \cdot z \cdot m^3 \cdot y} = \frac{2 \times 658900}{10 \times 17 \times 5^3 \times 0,301} = 206 \text{ MPa}$$

Poiché:

$$\sigma_{max} > \sigma_{am}$$

la ruota dentata realizzata con questo materiale non risulta pienamente verificata, ma accettabile per impieghi non eccessivamente gravosi.

Soluzione punto 2 - Scelta dei cuscinetti

La scelta di dimensionamento di un cuscinetto si effettua tenendo conto della durata prevista dalla macchina che lo monta o del tempo previsto tra due revisioni successive della macchina stessa. La relazione che lega la durata di base o teorica e il coefficiente di carico dinamico è espressa dalla formula (*Manuale di Meccanica pag. I-93, formula I.21*):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

dove:

- L_{10} = durata di base espressa in milioni di giri;
- C = carico dinamico, definito come il carico agente sul cuscinetto a cui corrisponde la durata di 1 milione di giri, è riportato nel catalogo dei cuscinetti;
- P = carico dinamico equivalente, tiene conto del carico radiale ed assiale, nel caso in oggetto corrisponde al solo carico radiale;
- p = esponente della formula di durata, vale 3 per cuscinetti a sfere e 10/3 per cuscinetti a rulli.

Il legame fra L_{10} e le ore di funzionamento (L_{10h}) è dato da (*Manuale di Meccanica pag. I-93, formula I.20*):

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6} = \frac{60 \cdot 1450 \cdot 8000}{1000000} = 696 \text{ milioni di giri}$$

Sul cuscinetto a rulli agisce la reazione $R_A = 12592 \text{ N}$, il carico dinamico C_A , con $p = 10/3$, vale:

$$C_A = 12592 \times 696^{0.3} = 89720 \text{ N}$$

Sul cuscinetto a sfere agisce la reazione $R_B = 3908 \text{ N}$, il carico dinamico C_B , con $p = 3$, vale:

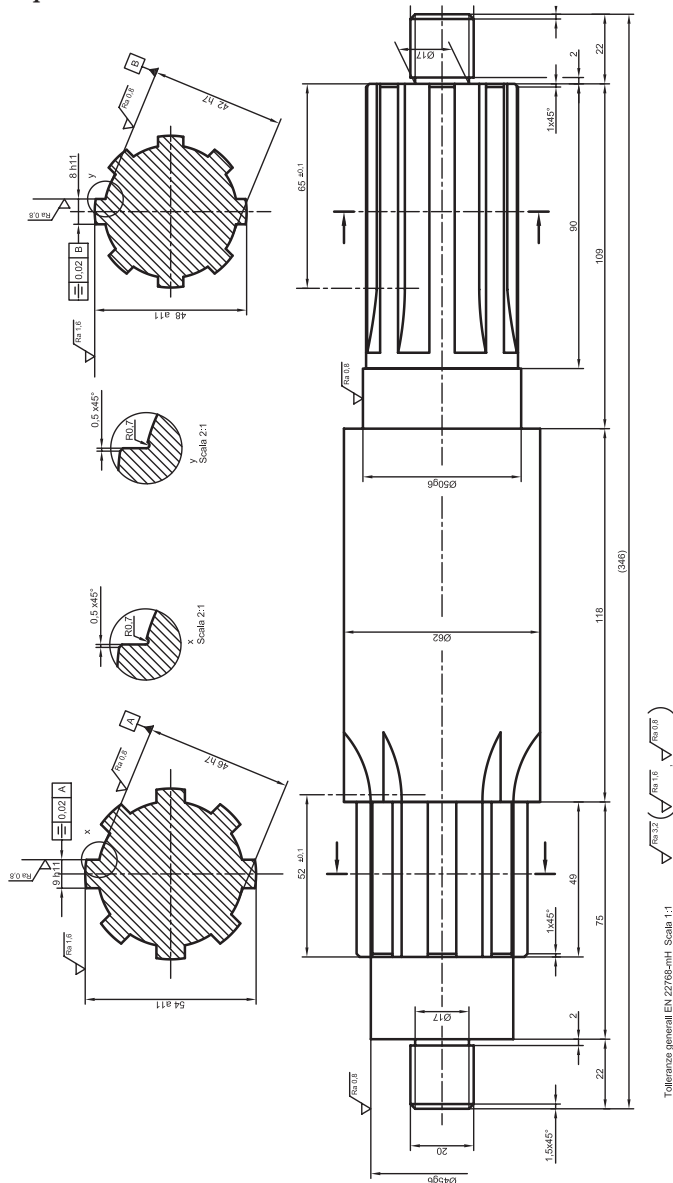
$$C_B = 3908 \cdot 696^{0.333} = 34635 \text{ N}$$

Si sceglie (*Manuale di Meccanica pag. I-101, dalla tabella I.70*), tenendo conto del diametro interno dello scanalato, un cuscinetto a rulli SKF con carico dinamico superiore a 89.720 N, avente le seguenti caratteristiche:

- diametro interno $d = 45 \text{ mm}$;
- diametro esterno $D = 100 \text{ mm}$;
- larghezza $B = 25 \text{ mm}$;
- carico dinamico $C_A = 99.000 \text{ N}$

Analogamente (*pag. I-100 del Manuale di Meccanica tab. I.69*), tenendo conto del diametro esterno dello scanalato, si sceglie un cuscinetto a sfere SKF con carico dinamico superiore a 34635 N, avente le seguenti caratteristiche:

- diametro interno $d = 50 \text{ mm}$;
- diametro esterno $D = 90 \text{ mm}$;
- larghezza $B = 20 \text{ mm}$;
- carico dinamico $C_B = 35100 \text{ N}$

Soluzione punto 3**Figura 3** – Disegno dell'albero.

Soluzione punto 4 - Ciclo di lavorazione

Lo schema del ciclo di lavorazione, per un lotto di produzione di 100 pezzi, è il seguente:

Caratteristiche elemento finito - Albero di trasmissione con ruota dentata				
Ciclo n.	Ditta:	Data:	Particolare n.	Foglio
N	Compilatore:	Quantità:	Complessivo/.....
N	Descrizione operazione	Macchine Reparti	Utensili, Attrezzi e calibri	Tempi
10	10.1-Taglio dei 100 spezzoni di barra trafilata e bonificata, di F65 mm, lunghezza 350 mm, materiale: acciaio EN 10083 - 34Cr4 bonificato, totale 6 barre da 6 metri	Seghetto alternativo	Disco F 250 × 2,5 Metro	
20	20.1 - Montaggio pezzo sul tornio con autocentrante sul F65 grezzo, sporgenza barra dall'autocentrante 30 mm 20.2 - Sfacciatura con profondità p=2 mm 20.3 - Centrinatura F3	Tornio CNC	Utensile a sfacciare Punta da centri A3 Calibro a corsoio 1/20	
30	30.1 - Smontaggio e rimontaggio pezzo sul F65 grezzo con autocentrante e contropunta, sporgenza 260 mm 30.2 - Torniture cilindriche F62×255, F50,3×131, F48×102 e F20×22 30.3 - Esecuzione gola F17×2 e smusso 2×45° 30.4 - Esecuzione filettatura M20	Tornio CNC	Utensile cilindratore Utensile filettatore Utensile per gole Calibro a corsoio 1/20 Micrometro 1/100	
40	40.1 - Smontaggio, capovolgimento pezzo e rimontaggio sul F65 grezzo con autocentrante, sporgenza 30 mm 40.2 - Sfacciatura a misura 346 mm 40.3 - Centrinatura F3	Tornio CNC	Utensile a sfacciare Punta da centri A3 Calibro a corsoio 1/20	
50	50.1 - Smontaggio e rimontaggio pezzo sul F62 lavorato con autocentrante e contropunta, sporgenza 105 mm 50.2 - Torniture cilindriche F54×97, F45,3×48, F20×22 50.3 - Esecuzione gola F17×2 e smusso 2×45° 50.5 - Esecuzione filettatura M20	Tornio CNC	Utensile cilindratore Utensile filettatore Utensile per gole Calibro a corsoio 1/20 Micrometro 1/100	
60	60.1 - Controllo dimensionale parti tornite	Aggiustaggio	Calibro centesimale Micrometro, comparatore	
70	70.1 - Montaggio sulla fresatrice con divisore semplice 70.2 - Esecuzione profilo scanalato UNI 8953 8×42×48 70.3 - Smontaggio e rimontaggio dall'altra parte 70.4 - Esecuzione profilo scanalato UNI 8953 8×46×54	Fresatrice	Fresa a disco Calibro centesimale Calibri fissi p-np Anelli scanalati p-np	

80	80.1 - Controllo dimensionale parti fresate	Aggiustaggio	Calibro centesimale micrometro, comparatore	
90	90.1 - Montaggio su bussola di centraggio esterno 90.2 - Rettificazione F45×26 g6 e F50×19 g6	Rettifica per esterni	Mola forma 120×15-H15 A 36 L 5 V-30 m/s Calibro P-NP 25 H7	
100	100.1 - Controllo finale dimensionale e geometrico	Aggiustaggio	Micrometro a piattelli Micrometro centesimale Calibrop-np45g6e55g6 Calibro a corsoio 1/20	

TRASMISSIONE A CINGHIE TRAPEZOIDALI

Una macchina operatrice, funzionante a 750 giri/min, è azionata, mediante una trasmissione a cinghie trapezoidali con due successive riduzioni, da un albero motore che ruota alla velocità di 2520 giri/min. L'albero intermedio della trasmissione è sorretto alle due estremità da cuscinetti volventi e porta calettata, in mezzzeria, una puleggia scanalata a gradini, a due diametri. Tale puleggia riceve il moto mediante tre cinghie di sezione A UNI 5625, che sono montate sul gradino di diametro maggiore, essendo pari a 180 mm il valore del diametro primitivo. A sua volta, la puleggia calettata sull'albero motore, ha il diametro primitivo pari a 100 mm.

Il candidato, con riferimento alla potenza massima trasmissibile dalle suddette cinghie di sezione A, fissando con giustificato criterio ogni altro dato necessario, esegua:

1. il proporzionamento completo della trasmissione;
2. il dimensionamento dell'albero intermedio nell'ipotesi che il tiro delle cinghie della prima riduzione sia parallelo e di verso opposto a quello della seconda riduzione;
3. il disegno di fabbricazione della puleggia a gradini;
4. il ciclo di lavorazione della puleggia a gradini per una produzione di piccola serie, a partire da un grezzo ottenuto per fusione, dopo aver scelto il materiale ed aver definiti, con una schizzo quotato, la forma e le dimensioni del grezzo stesso.

Soluzione punto 1

Il rapporto di trasmissione totale vale (*form. I.80, pag. I.153, Manuale di Meccanica*):

$$i_{tot} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{2520}{750} = 3,36; \text{ da cui } i_1 = i_2 = \sqrt{3,36} = 1,83$$

Da cui:

$$n_1 = 2520 \text{ giri/min}, n_2 = n_3 = n_1/1,83 = 1377 \text{ giri/min};$$

$$n_4 = n_1/3,36 = 750 \text{ giri/min}$$

Si possono, con errore trascurabile, valutare i diametri primitivi delle quattro pulegge (*tab. I.120, pag. I-165 Manuale di meccanica*)

$$d_1 = d_3 = 100 \text{ mm}$$

$$D_2 = D_4 = 180 \text{ mm}$$

Ponendo, in prima approssimazione, l'interasse

$$I_1 = I_2 = \frac{d_1 + D_2}{2} + d_1 = 240 \text{ mm}$$

si può calcolare la lunghezza primitiva L delle cinghie (*form. I.82, pag. I.154, Manuale di Meccanica*):

$$L = 2I + \frac{\pi(D_2 + d_1)}{2} + \frac{(D_2 + d_1)^2}{4I} = 927 \text{ mm}$$

Si assume $L_u = 990 \text{ mm}$ (*tab. I.122, pag. I-167 Manuale di Meccanica*), da cui si ricalcola l'interasse effettivo I_e :

$$I_e \cong I + \frac{L_u - L}{2} \cong 271 \text{ mm}$$

L'angolo di avvolgimento α sulla puleggia minore vale (*form. I.80, pag. I-153 Manuale di Meccanica*):

$$\alpha = 180 - 57 \frac{D_2 - d_1}{I_e} = 163,17^\circ$$

Le velocità periferiche delle cinghie valgono rispettivamente (*pag. I-158, Manuale di Meccanica*):

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3,14 \times 100 \times 2520}{60000} = 13,2 \text{ m/s}$$

$$v_2 = \frac{\pi D_4 n_4}{60 \times 1000} = \frac{3,14 \times 180 \times 750}{60000} = 7,1 \text{ m/s}$$

Il diametro equivalente d_e vale (*form. I.98, Manuale di Meccanica*):

$$d_{1e} = d_1 Fb = 1001,13 = 113 \text{ mm}$$

Con $Fb = 1.13$ (*tab. I.121, Manuale di Meccanica*).

La potenza nominale trasmissibile da una cinghia di tipo A nelle condizioni prima definite, vale (*form. I.100, Manuale di Meccanica*):

$$P_1 = \left[\left(0,61 \cdot v_1^{-0,09} - \frac{26,68}{d_{1e}} - 1,04 \cdot 10^{-4} \cdot v_1^2 \right) \cdot v_1 \right] \cdot 0,7355 = 2,21 \text{ kW}$$

La potenza effettivamente trasmissibile (*tab. I.121, Manuale di Meccanica*) vale:

$$P_{1e} = P_1 \cdot F_\alpha \cdot F_e = 2,21 \times 0,95 \times 0,87 = 1,82 \text{ kW}$$

Con $F_a = 0,95$; $F_e = 0,87$ (*tab. I.107 e fig. I.12, Manuale di Meccanica*).
La potenza trasmessa dalle tre cinghie vale:

$$P_{1tot} = 3 \times P_1 = 5,47 \text{ kW}$$

La potenza nominale trasmissibile da una cinghia di tipo A nel secondo tratto, vale (*form. I.100, Manuale di Meccanica*):

$$P_2 = \left[\left(0,61 \cdot v_2^{-0,09} - \frac{26,68}{d_{1e}} - 1,04 \cdot 10^{-4} \cdot v_2^2 \right) \cdot v_2 \right] \cdot 0,7355 = 1,41 \text{ kW}$$

E la potenza effettiva:

$$P_{2e} = P_2 \cdot F_\alpha \cdot F_e = 1,41 \times 0,95 \times 0,87 = 1,17 \text{ kW}$$

Il numero di cinghie della seconda trasmissione vale:

$$z = \frac{P_{tot}}{P_{2e}} = \frac{5,47}{1,17} = 4,67 \text{ cinghie}$$

Si assume $z = 5$ cinghie tipo A nel secondo tratto.

Poiché la potenza massima trasmissibile dalle cinghie è di 5,47 kW, tenendo conto del fattore di servizio (*tabb. I.100 e I.101 e form. I.85, Manuale di Meccanica*), assumendo $F_s = 1,3$ e $F_t = 1$, la potenza della macchina operatrice P_m non dovrebbe essere superiore a:

$$P_m = \frac{P_{tot}}{F_s} = \frac{5,47}{1,3} = 4,2 \text{ kW}$$

Soluzione punto 2

Dalla *tabella I.119 Manuale di Meccanica*, si calcolano le larghezze di fascia, B_1 e B_2 , della puleggia a gradini:

$$B_{tot} = B_1 + B_2 = (2f + 2e) + (2f + 3e) = (2 \times 9 + 2 \times 15) + (2 \times 9 + 4 \times 15) = 126 \text{ mm}$$

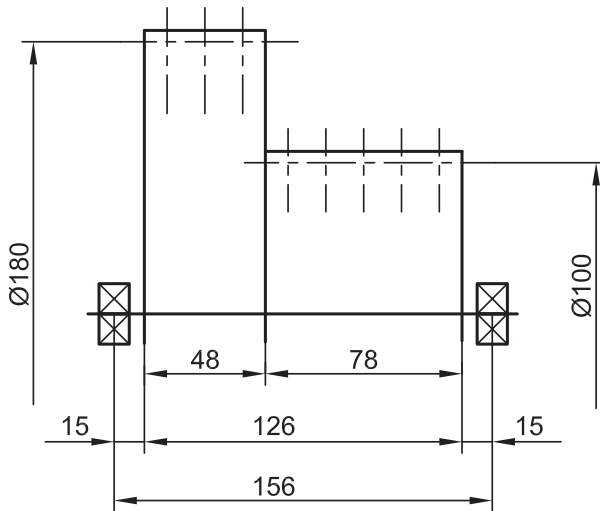


Figura 1 – Schema dimensionale dell'albero intermedio.

Il momento torcente sulla puleggia intermedia vale:

$$M_t = \frac{P_{tot}}{\omega_2} = \frac{5,47 \times 60 \times 1000}{2\pi n_2} = 38 \text{ N m} = 38.000 \text{ N mm}$$

Le forze tangenziali sulle pulegge 2 e 3 valgono:

$$F_i = \frac{M_t}{R_i}; \text{ da cui } F_2 = \frac{M_t}{R_2} = \frac{38000}{90} = 422 \text{ N}; F_3 = \frac{M_t}{R_3} = \frac{38000}{50} = 760 \text{ N}$$

Le forze che la puleggia a gradini trasmette all'albero possono essere calcolate (*form. I.83 e I.84, Manuale di Meccanica*), tenendo conto che il coefficiente di attrito nelle cinghie trapezoidali è circa triplo del coefficiente d'attrito delle cinghie piatte, (pag. 1.63). Più semplicemente (*form. I.88, Manuale di Meccanica*) con $f_t = 3f$ si può con buona approssimazione dire che:

$$Q_i = (1,2 \div 1,5) F_i$$

Da cui

$$Q_2 = 1,5 \times 422 = 1140 \text{ N}; Q_3 = 1,5 \times 760 = 1140 \text{ N}$$

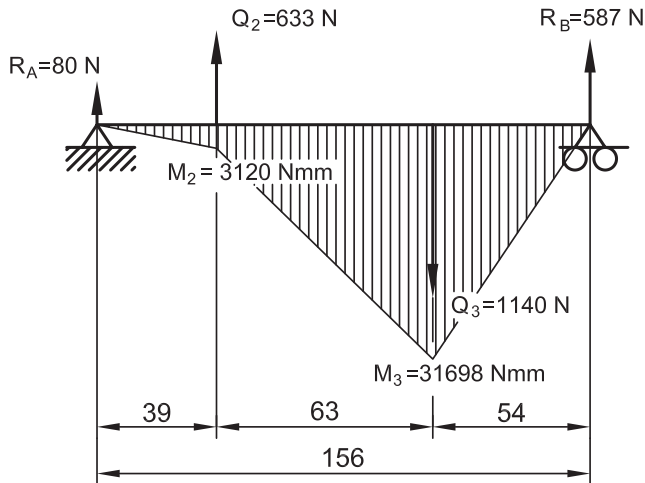


Figura 2 – Schema dei momenti flettenti.

Dalla Figura 2 si evince che (form. H.293, *Manuale di Meccanica*):

$$R_b = \frac{Q_2 \cdot 102 - Q_3 \cdot 39}{156} = 587 \text{ N}; \text{ da cui } R_A = 80 \text{ N}$$

L'albero è soggetto solo alla sollecitazione di flessione per cui:

$$M_2 = R_A \times 39 = 3120 \text{ N mm}; M_3 = R_B \times 54 = 31698 \text{ N mm}$$

Utilizzando per l'albero di rinvio un acciaio C40 bonificato con $R_m = 700 \text{ N/mm}^2$ (tab. F.34 *Manuale di Meccanica*) il diametro minimo dell'albero nella sezione 3 deve essere (form. I.8, pag. I-84 *Manuale di Meccanica*):

$$\sigma_{amf} = \frac{1}{3} \cdot \frac{R_m}{g_R} = \frac{700}{3 \times 3} = 8,9 \text{ N/mm}^2$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_3}{\pi \cdot \sigma_{amf}}} = 15,36 \text{ mm}$$

Poiché il problema potrebbe essere la durata dei cuscinetti, si assume diame-

tro di calettamento della puleggia $d_p = 30$ mm, diametro interno dei cuscinetti $d_c = 20$ mm.

Soluzione punto 3

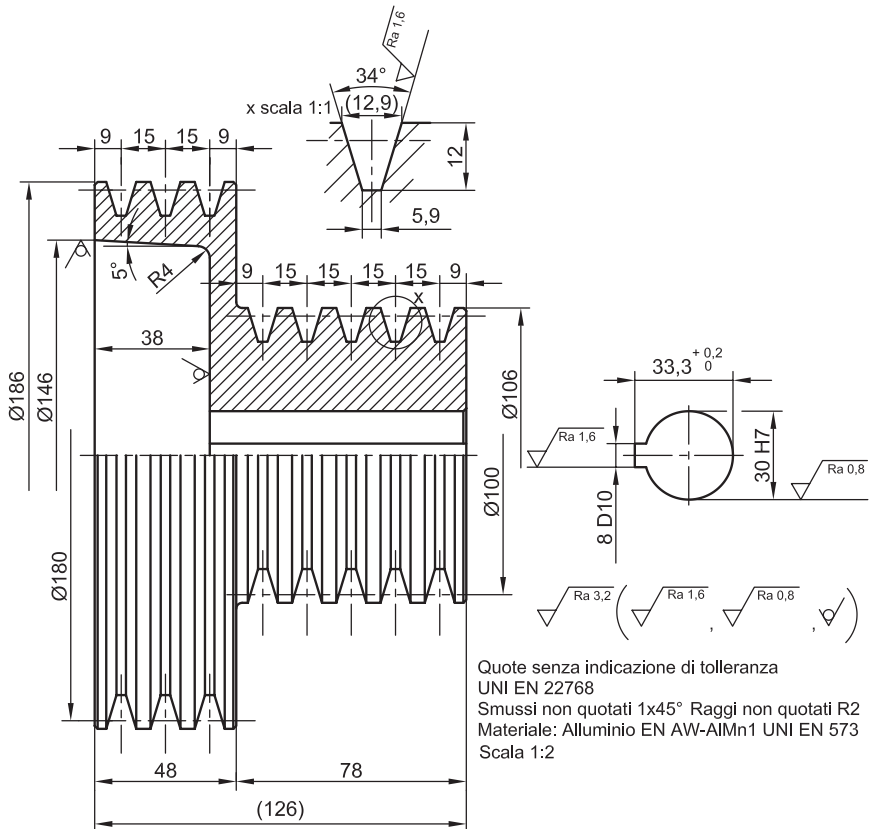


Figura 3 – Disegno costruttivo della puleggia.

Soluzione punto 4

Essendo una piccola serie potrebbe non essere conveniente avere stampi molto complessi e utilizzare macchine automatiche o a CNC. Il materiale utilizzato è alluminio AW AlMn1 UNI EN 573

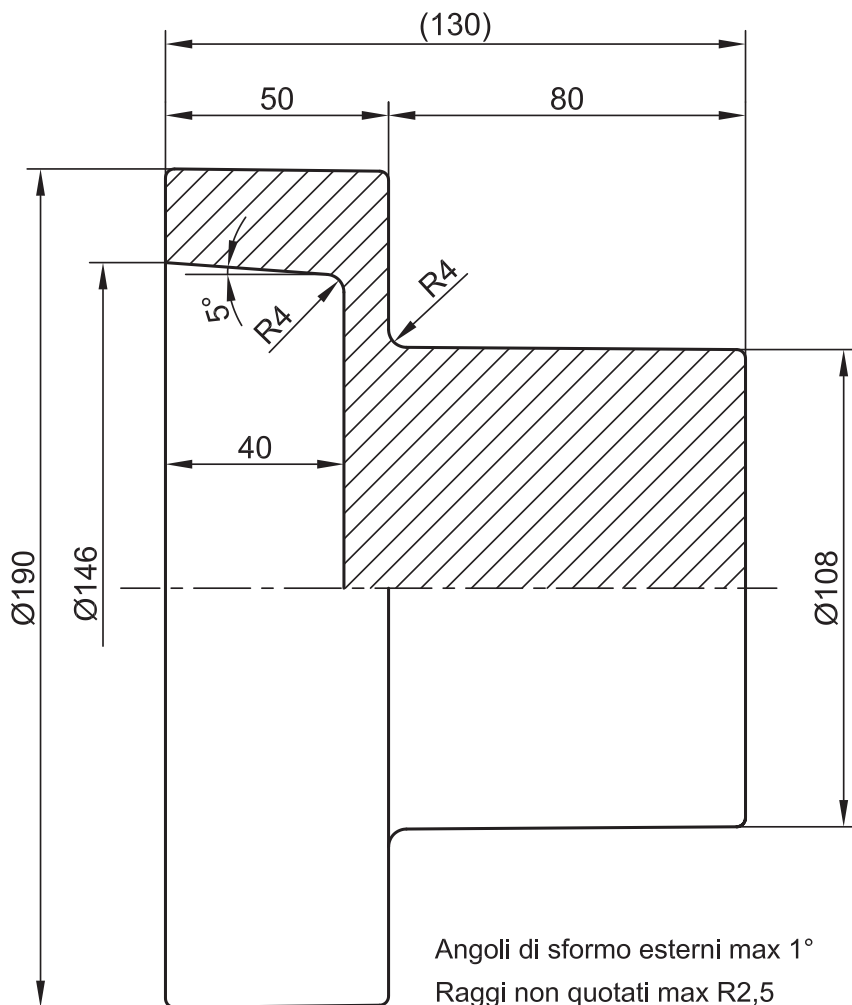


Figura 4 – Schizzo del semilavorato.

Ciclo di lavorazione della puleggia

N	Operazione	Macchina	Utensili/calibri
1	Bloccare su autocentrante su $\phi 190$	Tornio parallelo	
2	Sfacciare faccia opposta	Tornio parallelo	Ut. sfacciatore/Cal. 1/20
3	Esecuzione foro da centro	Tornio parallelo	Punta a centri
4	Foratura in due tempi $\phi 8$ e $\phi 29,5$	Tornio parallelo	Punte elic. $\phi 8$ e $\phi 29,5$
5	Alesatura foro $\phi 30$ H8	Tornio parallelo	Alesatore $\phi 30$ H8
6	Esecuzione smusso sul foro	Tornio parallelo	Ut. piegato 45°
7	Capovolgimento e montaggio su bussola per centraggio interno	Tornio parallelo	Bussola di centraggio interno/chiave a bussola
8	Sfacciatura a dimensione delle pulegge	Tornio parallelo	Ut. sfacciatore/Cal. 1/20
9	Tornitura a dimensione del diametro $\phi 186$	Tornio parallelo	Utensile per esterni
10	Tornitura a dimensione del diametro $\phi 106$	Tornio parallelo	Utensile per esterni
11	Sgrossatura delle 8 cave ($5,9 \times 12$)	Tornio parallelo	Ut. frontale
12	Finitura delle 8 cave	Tornio parallelo	Ut. finitore incl. di 17°
13	Esecuzione smussi esterni	Tornio parallelo	Ut. piegato 45°
14	Brocciatura cava per linguetta	Brocciatrice	Broccia per cave
15	Controllo dimensionale		Calibro 1/20, calibro passa-non passa $\phi 30$ H8

VOLANO REGOLATORE

Per regolare il regime di rotazione di un gruppo elettrogeno, viene calettato sull'albero di trasmissione del motore un volano in ghisa.

Si hanno i seguenti dati:

- coppie polari dell'alternatore $p = 2$
- frequenza della corrente elettrica di rete $f = 50$ Hz
- potenza all'asse del motore (diesel 4 cilindri, 4 tempi) $P_i = 30$ kW

Il candidato, dopo avere assunto con motivato criterio i dati ritenuti necessari, effettui:

1. il dimensionamento di massima del volano;
2. la verifica della corona alla forza centrifuga;
3. lo schizzo quotato dell'organo meccanico.

Il candidato, inoltre, illustri sinteticamente le caratteristiche costruttive e di funzionamento dell'organo meccanico.

1. Dimensionamento di massima del volano

Per dimensionare il volano è necessario conoscere il momento di inerzia che è calcolabile una volta noti la velocità di rotazione ω , grado di irregolarità δ e coefficiente di fluttuazione.

a) Calcolo della velocità del volano

Con riferimento a pag. L-64 del manuale di meccanica si calcola la velocità che deve avere il volano per far erogare all'alternatore una corrente a 50 Hz:

$$n = 60 \cdot \frac{f}{p} = 60 \times \frac{50}{2} = 1500 \text{ giri/min}$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \times \pi \times 1500}{60} = 157,0796 \text{ rad/s}$$

b) Calcolo del grado di irregolarità

Il grado di irregolarità δ si ricava dalla tabella I.141: $\delta = 0,0025$

Con le formule I.133 e I.134 del manuale di meccanica si ricava la velocità massima e minima del volano:

$$\omega_{\max} = \omega \cdot \left(1 + \frac{\delta}{2}\right) = 157,5512 \cdot \left(1 + \frac{0,0025}{2}\right) \cong 157,276 \text{ rad/s} = 1501,875 \text{ giri/min}$$

$$\begin{aligned}\omega_{\max} &= \omega \cdot \left(1 - \frac{\delta}{2}\right) = 157,5512 \cdot \left(1 - \frac{0,0025}{2}\right) \cong 156,8833 \text{ rad/s} \\ &= 1498,125 \text{ giri/min}\end{aligned}$$

c) Calcolo del coefficiente di fluttuazione

Il coefficiente di fluttuazione φ , per un motore a 4 cilindri e 4 tempi, dalla tabella I.142 del manuale di meccanica, si osserva che è: $\varphi = 0,2 \div 0,3$. Si assume pertanto $\varphi = 0,25$.

d) Calcolo del momento di inerzia del volano

Poiché la potenza è $N = 30 \text{ kW}$ con i dati su ricavati si calcola il momento di inerzia I .

$$I = \frac{2\pi \cdot \varphi \cdot N}{\delta \cdot \omega^2} = \frac{2\pi \cdot 0,25 \cdot 30.000}{0,0025 \cdot 157,08^3} \cong 4,864 \text{ kg m}^2$$

e) Calcolo delle dimensioni del volano

Il dimensionamento del volano si esegue calcolando prima il raggio medio del volano dall'equazione di verifica alla forza centrifuga (I.141 del Manuale di Meccanica, pag. I-195), ipotizzando che il volano sia realizzato in ghisa grigia, per cui la massa volumica si assume pari a $\rho = 7,25 \text{ kg/dm}^3 = 7250 \text{ kg/m}^3$ ($\rho = 7,3 \div 7,4$, tabella F.16, pag. F-39 del Manuale di Meccanica).

$$\sigma_{amd} \geq \frac{\rho \cdot v^2}{10^6}$$

Considerando $\sigma_{amd} = 12 \text{ N/mm}^2$ (pag. I-195 del Manuale di Meccanica) si ha che:

$$v \leq \sqrt{\frac{\sigma_{amd} 10^6}{\rho}} = \sqrt{\frac{12 \times 10^6}{7250}} = 40,68 \text{ m/s}$$

Assumendo la velocità periferica $v = 39 \text{ m/s}$ si calcola il raggio medio del volano r_m del volano.

$$r_m = \frac{v}{\omega} = \frac{39}{157,08} \cong 0,248 \text{ m} = 248 \text{ mm}$$

Dall'equazione di calcolo del momento di inerzia del volano (pag. I-194 formula I.140 del Manuale di Meccanica), si ha:

$$I = m \cdot r^2 = 2\pi \cdot a \cdot b \cdot \rho \cdot r_m^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$m_v = \frac{I}{r^2} = \frac{4,867}{0,248} \cong 79,2 \text{ Kg}$$

Con riferimento allo schizzo del volano, si assume $b = 2a$ e si sostituisce nella I.134, si ricava:

$$a = \sqrt{\frac{m_v}{4\pi \cdot \rho \cdot r_m}} = \sqrt{\frac{79,2}{4\pi \cdot 7250 \cdot 0,248}} \cong 0,05921 \text{ m} \cong 60 \text{ mm}$$

$$b = 0,118 \text{ m} = 119 \text{ mm}$$

2. Verifica alla forza centrifuga

La verifica a forza centrifuga del volano si effettua con la I.141 del Manuale di Meccanica, pag. I-195, considerando che la tensione ammissibile è $\sigma_{amd} = 12 \text{ N/mm}^2$.

$$\sigma = \frac{\rho \cdot v^2}{10^6} \leq \sigma_{amd}$$

$$\sigma = \frac{7250 \times (157,08 \times 0,248)^2}{10^6} = 11,03 \leq \sigma_{amd}$$

a) Dimensionamento dell'albero

L'albero viene dimensionato a torsione, con la I.9 di pag. I-84 del Manuale di Meccanica.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \cdot \tau_{am}}}, \text{ con } \tau_{am} \text{ tensione ammissibile del materiale, } \tau_{am} = \frac{2}{3 \cdot \sqrt{3}} \frac{R_m}{g_r}$$

Con R_m resistenza a trazione e g_r grado di sicurezza:

Si sceglie un acciaio non legato da bonifica C22E (tabella F.34, pag. F-110, del manuale di meccanica) con $R_m = 500 \text{ N/mm}^2$ e si assume $g_r = 3 \text{ N/mm}^2$.

$$\tau_{am} = \frac{2}{3 \cdot \sqrt{3}} \frac{500}{3} \cong 64 \text{ N/mm}^2$$

b) Calcolo Momento torcente

Nota $\omega = 157,08$ rad/s, velocità di rotazione del volano e la potenza da trasmettere $P_t = 30$ kW, si calcola il momento torcente M_t .

$$M_t = \frac{P_t}{\omega} = \frac{30.000}{157,08} \cong 191 \text{ Nm}$$

a) Calcolo diametro dell'albero

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \cdot \tau_{am}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 191 \times 1000}{\pi \cdot 64}} \cong 25 \text{ mm}$$

Con il diametro calcolato si sceglie una linguetta UNI 6604 – A 8×7×119, dalla tabella I.26, pag. I-32, del *Manuale di Meccanica*, per cui le dimensioni effettive dell'albero sono: $d = 30$ mm.

b) Calcolo diametro del mozzo

Per il calcolo del diametro del mozzo si utilizza la formula descritta per i giunti a dischi di pag I-69 del *Manuale di Meccanica*.

$$D_m = 1,8 \cdot d + 20$$

per cui si ha: $D_m = 1,8 \times 30 + 20 = 74$ mm

c) Verifica razze

Le razze si considerano sottoposte alla forza centrifuga esercitata dalla corona.

Ipotizzando che il volano abbia 6 razze ognuna sarà sottoposta ad 1/6 della forza centrifuga della corona.

$$F_c = \frac{m}{6} \cdot \omega^2 \cdot r = \frac{79,2}{6} \times 157,08^2 \times 0,248 \cong 121.159,8 \text{ N}$$

Se la tensione ammissibile a trazione è $\sigma_{amd} = 12$ N/mm² la sezione minima richiesta per le razze è pari a:

$$A = \frac{F_c}{\sigma_{amc}} = \frac{121159,8}{12} = 10.096,65 \text{ mm}^2$$

Ipotizzando la razza a sezione ellittica con dimensioni 50×90 , la sua area è data da:

$$A_r = \pi \times 50 \times 90 = 14137 \text{ mm}^2$$

che risulta largamente maggiore di quella richiesta, quindi accettabile.

3. Dati per disegno

1. $r_m = 248$ mm raggio medio volano
2. $b = 119$ mm, base corona
3. $a = 60$ mm, altezza corona
4. $d = 30$ mm diametro albero
5. $D_m = 74$ mm diametro mozzo
6. $N = 6$ razze

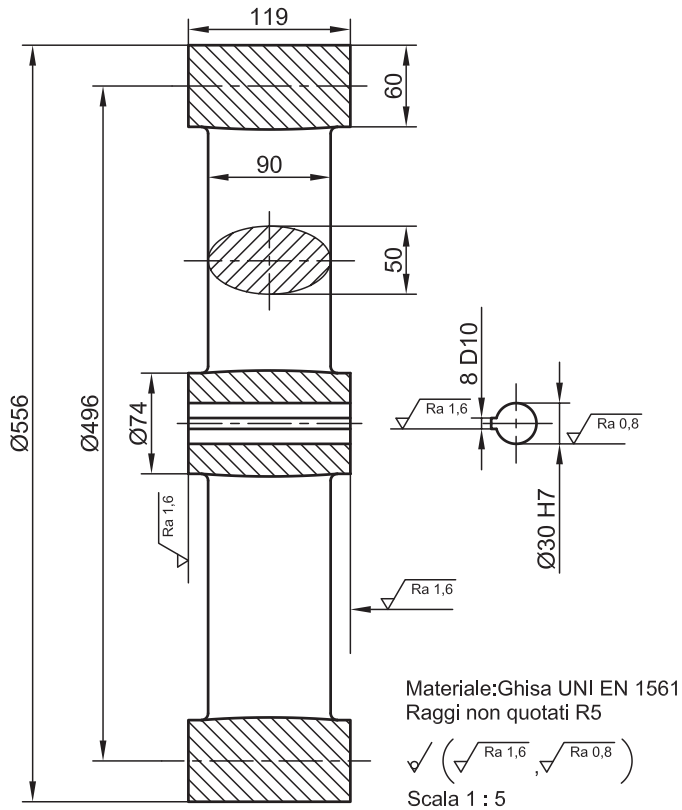


Figura 1 – Disegno del volano.

DISEGNO, PROGETTAZIONE ED ORGANIZZAZIONE INDUSTRIALE

Una pompa a stantuffo, a semplice effetto, è azionata da una manovella d'estremità che ruota alla velocità di 150 gir/min.

I dati di targa della macchina sono:

- portata $Q = 15 \text{ dm}^3/\text{s}$ di acqua;
- prevalenza totale: 80 m di colonna d'acqua.

Il candidato, dopo aver fissato opportunamente i rapporti caratteristici del manovellismo e ogni altro dato occorrente, esegua:

1. il disegno schematico del manovellismo, dal quale risultino le quote degli elementi principali necessari per la definizione della geometria;
2. il dimensionamento del perno di bottone della manovella, nell'ipotesi che sia interposta una bronzina fra esso e la biella;
3. il disegno di fabbricazione del perno stesso, completo di quote, tolleranze e grado di rugosità superficiale;
4. il ciclo di lavorazione, nell'ipotesi che si debba produrre un lotto di pochi elementi;

Il candidato accenni, inoltre, alle procedure da adottare per effettuare un controllo di qualità.

1. Determinazione rapporti caratteristici del manovellismo

a) Calcolo diametro e corsa del pistone

La portata di una pompa volumetrica è data dal volume V spazzato dallo stantuffo durante la corsa, corretto dal rendimento volumetrico η_v per la velocità di rotazione n in giri/min (pag. R-43 del Manuale di Meccanica):

$$Q = V \frac{n}{60} \eta_v$$

Poiché il volume è dato dalla superficie S del pistone per la sua corsa C si ha:

$$V = SC = \frac{\pi}{4} D^2 C \quad \text{per cui si ha: } Q = \frac{\pi}{4} D^2 C \frac{n}{60} \eta_v$$

Ipotizzando il rapporto corsa diametro $\frac{C}{D} = 1,5$ si ha che $C = 1,5D$ per cui

$$Q = \frac{\pi}{160} \cdot D^3 n \cdot \eta_v$$

Si può calcolare quindi il diametro del pistone $D = \sqrt[3]{\frac{160}{\pi} \frac{Q}{n \cdot \eta_v}}$

Assumendo il rendimento volumetrico $\eta_v = 0,98$ e trasformando la porta in m^3/s si calcola:

$$D = \sqrt[3]{\frac{160 \cdot 0,015 \text{ m}^3 / \text{s}}{\pi \cdot 150 \cdot 0,97}} = 0,1732 \text{ m} = 173,2 \text{ mm}$$

si assume $D = 175 \text{ mm}$

$$C = 1,5D = 1,5 \cdot 173,2 = 259,8 \cong 260 \text{ mm} \quad C_{\min} = 1,56D = 259,8 \text{ mm}$$

si assume $= 260 \text{ mm}$

b) Calcolo raggio di manovella

Con riferimento alla figura 1.137 del Manuale di Meccanica si calcola il raggio di manovella:

$$r = \frac{C}{2} = 130 \text{ mm}$$

c) Calcolo lunghezza di biella

Poiché il rapporto tra la lunghezza della biella e il raggio di manovella si può assumere tra 3 e 5 si assume $\frac{l}{r} = 4$ per cui la lunghezza della biella $l = 4 \cdot r = 520 \text{ mm}$

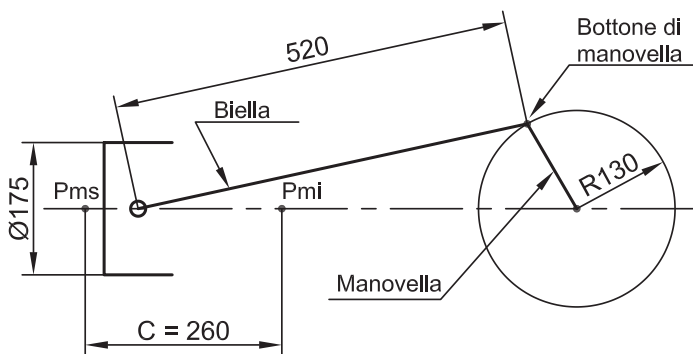


Figura 1 – Disegno schematico del manovellismo.

Soluzione punto 2**a) Calcolo della forza massima sul perno**

Per dimensionare il perno è necessario conoscere la forza che la biella gli trasmette, che dipende dalla spinta esercitata dal pistone.

La forza esercitata dal pistone è data dalla pressione massima p_m esercitata sul pistone per la superficie del pistone A .

$$F_{\max} = p_{\max} A \text{ (Manuale di Meccanica formula I.125)}$$

$$p_{\max} = \rho \cdot g \cdot h = 1000 \times 9,81 \times 80 = 784.800 \text{ Pa (Manuale di Meccanica pag. R.4)}$$

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1732^2}{4} = 0,023506 \text{ m}^2 \quad D = 175 \text{ mm} \quad A = 0,02405 \text{ m}^2$$

Per cui:

$$F_{\max} = p_{\max} A = 784.800 \times 0,023506 \cong 18.448 \text{ N} \quad 18.500 \text{ N}$$

b) Dimensionamento del perno

Si adotta un acciaio non legato da tempra superficiale UNI 7847 -1 C46 con $R_m = 750 \text{ N/mm}^2$

$$F_a = F_{\max}$$

$$\sigma_{anf} = \frac{1}{3} \cdot \frac{R_m}{g_r} \cong \frac{R_m}{8 \div 10} \text{ (Manuale di Meccanica formula I-18)}$$

Dalla tabella I.63 si ricava che $L/d = 0,9 \div 1,5$

$$d = \sqrt{\frac{5F_a}{\sigma_{anf}} \cdot \frac{L}{d}} \cong \text{(Manuale di Meccanica formula I-17)}$$

Si assume $L/d = 1,2$; si ipotizza un grado di sicurezza $g_r = 8$ per cui

$$\sigma_{anf} = \frac{750}{8} = 93,75 \text{ N/mm}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{5F_a}{\sigma_{anf}} \cdot \frac{L}{d}} \cong d = \sqrt{\frac{5 \times 18448}{93,75} \cdot 1} = 31,4 \text{ mm}$$

Si assume $d = 32 \text{ mm}$; $L = 40 \text{ mm}$

c) Verifica pressione

Dalla tabella I.62 del Manuale di Meccanica si ricava che, $p \cdot v = 7 \div 12$ Nm/mm²s

- se si indica con r il raggio del perno $r = d/2 = 32/2 = 16$ mm = 0,016 m
- v è la velocità periferica del perno ed è data da:
 $v = \omega \cdot r = 15,7 \times 0,016 = 0,2512$ m/s

La pressione del perno si calcola con la formula I.15 del Manuale di Meccanica.

$$p = \frac{F}{d \cdot L} = \frac{18448}{32 \times 32} = 18,02 \text{ N/mm}^2 \quad 18.550 / (32 \times 40) = 14,45 \text{ N/mm}^2$$

Per cui:

$$p \cdot v = 15,96 \times 0,251 = 4,53 < p \cdot v_{amm} \quad 14,45 \times 0,251 = 3,62 \text{ N m/(mm}^2 \text{ s)}$$

Il perno risulta verificato.

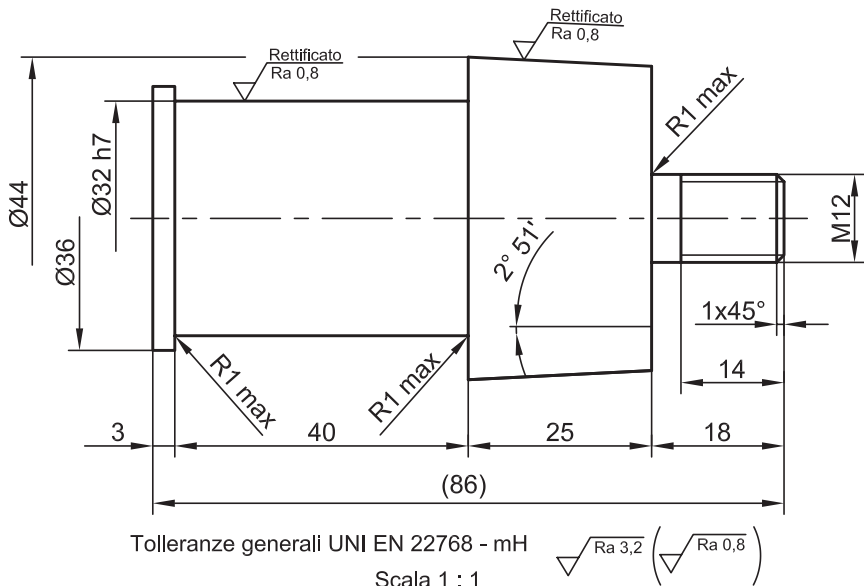
Soluzione punto 3

Figura 2 – Disegno del perno.

Soluzione punto 4

Dovendo costruire un numero limitato di particolari si utilizza un seghetto, un tornio parallelo e una rettifica per esterni. Si decide di lavorare fra le punte con brida-menabrida per rispettare la concentricità.

N	Operazione	Macchina	Utensili/calibri
1	Taglio spezzoni $\Phi 30 \times 90$	Seghetto	
2	Sfacciatura e centratura a dimensione	Tornio parall.	Ut. Sgrossatore/punta a centro
3	Montaggio fralle punte	Tornio parall.	Brioba/menabrida
4	Tornitura $\Phi 20 \times 43$	Tornio parall.	Ut. Sgrossatore
5	Tornitura $\Phi 16,4 \times 40$	Tornio parall.	Ut. finitore
6	Finitura spallamenti	Tornio parall.	Ut. per spallamenti dx e sx
7	Capovolgimento del pezzo	Tornio parall.	-
8	Tornitura cilindrica $\Phi 28,4$	Tornio parall.	Ut. Sgrossatore
9	Tornitura cilindrica $\Phi 12 \times 18$	Tornio parall.	Ut. finitore
10	Finitura spallamenti	Tornio parall.	Ut. per spallamenti sx
11	Esecuzione smusso $1 \times 45^\circ$	Tornio parall.	Ut. Sgrossatore
12	Esecuzione filettatura	Tornio parall.	Filiera M12
13	Tornitura conica	Tornio parall.	Ut. Sgrossatore
14	Tempra superficiale a induzione	-	
15	Pulitura/decappaggio	-	
16	Rettifica $\Phi 16 \text{ h}7 \times 40$	Rettificatrice	Mola
17	Rettifica conicità	Rettificatrice	Mola
18	Controllo dimensionale e di forma	-	Calibro 1/20 e 1/1000

BIELLA PER AUTOVETTURA

Si fa l'ipotesi che durante un adeguato periodo di prova di una autovettura, vengano segnalate rotture al fusto delle bielle veloci in prossimità del piede.

Dopo una approfondita analisi del fenomeno, emerge che non era stato valutato opportunamente il tipo di sollecitazione gravante nella sezione di rottura.

Pertanto occorrerà rifare un nuovo calcolo per il dimensionamento. Si dispone dei seguenti dati:

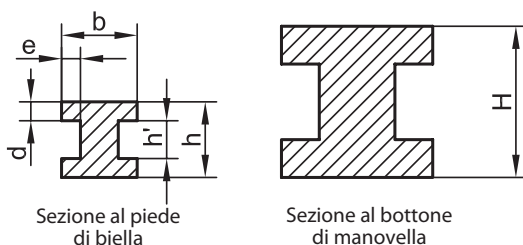


Figura 1 – Sezioni critiche della biella.

$b = h$	$C = 80 \text{ mm}$	$p_{max} = 2,85 \text{ MPa}$
$h' = 0,5 h$	$D = 80 \text{ mm}$	$Rm = 920 \text{ N/mm}^2$
$d = 0,25 \cdot h$	$n_g = 5500 \text{ giri/min}$	$h = 10 \text{ mm}$
$e = 0,25 \cdot h$	$l = 160 \text{ mm}$	$H = 20 \text{ mm}$

Legenda

C corsa del pistone

D alesaggio

l lunghezza della biella

p_{max} pressione massima sul pistone

R_m carico di rottura minimo del materiale costituente la biella

Il candidato indichi le principali sollecitazioni in una biella veloce e successivamente, adottando un coefficiente di sicurezza per bielle veloci $g = 8$.

1. esegua le opportune verifiche sullo stato di fatto;
2. determini le nuove dimensioni del fusto di biella;
3. esegua uno schizzo quotato della biella.

Soluzione punto 1

1. Verifica a carico di punta

La verifica a carico di punta viene eseguita con la formula di Rankine (pag. H-143, formula H.288, Manuale di Meccanica):

$$\frac{N_{cr}}{A} = \frac{\sigma_{ams}}{1 + \alpha \cdot \lambda^2}$$

N_{cr} , carico critico;

σ_{ams} , tensione ammissibile a compressione semplice;

A , area della sezione del corpo caricato di punta;

λ , snellezza del corpo;

α , coefficiente adimensionale (*tabella H.31, pag. H-143 del Manuale di Meccanica*)

a) Calcolo della tensione ammissibile a compressione semplice

La σ_{ams} è data dal rapporto tra il carico di rottura a trazione assegnato R_m e il grado di sicurezza n

$$\sigma_{ams} = \frac{R_m}{n} = \frac{920}{8} = 115 \text{ N/mm}^2$$

b) Calcolo della λ , snellezza della biella

La snellezza λ della biella si calcola con la I.128 di pagina I-188 del *Manuale di Meccanica*.

$$\lambda = \frac{I_{eff}}{\rho_{min}}$$

Considerando la Biella incernierata agli estremi $I_{eff} = 160 \text{ mm}^4$

Il raggio minimo di inerzia ρ_{min} si calcola con la I.127 di pagina I-187 del *Manuale di Meccanica*.

$$\rho_{min} = \sqrt{\frac{I_m}{A}}$$

La sezione più sollecitata a compressione è quella più piccola la cui superficie è data da:

$$A = h \cdot b - 2 \cdot e \cdot h' = h^2 - 2 \cdot 0,25 \cdot h \cdot 0,5 \cdot h = h^2 - 0,25 \cdot h^2 = 0,75 \cdot h^2$$

$$A = 75 \text{ mm}^2$$

Il momento quadratico minimo I_m , (*tab. H6, pag. H55, 15-sezione doppio T*) si calcola verificando quale è il minore tra i due momenti I_x e I_y

$$I_x = \frac{b \cdot h^3 - 2 \cdot e \cdot h'^3}{12} \cong 0,078 \cdot h^4 \text{ e}$$

$$I_y = \frac{(h-h') \cdot b^3 - h' \cdot (b-2 \cdot e)^3}{12} \cong 0,0469 \cdot h^4$$

per cui $I_m = 0,0469 \cdot h^4 = 0,0469 \times 10^4 = 469 \text{ mm}^4$

$$I_m = 0,0469 \cdot h^4$$

$$\rho_{\min} = \sqrt{\frac{0,0469 \cdot h^4}{0,75 \cdot h^2}} = 0,25 \cdot h$$

$$\rho_{\min} = 0,25 \cdot h = 0,25 \cdot 10 = 2,5 \text{ mm}$$

La snellezza λ risulta pertanto $\lambda = \frac{I_{\text{eff}}}{\rho_{\min}} = \frac{160}{2,5} = 64$

c) Verifica al carico di punta

$$N_{cr} = \frac{\sigma_{ams}}{1 + \alpha \cdot \lambda^2} A = \frac{115}{1 + 0,00012 \times 64^2} \times 75 \cong 5728,7 \text{ N/mm}^2$$

La sollecitazione massima cui risulta soggetta la sezione è data dalla

Dalla formula I.126, pag. I-187 del *Manuale di Meccanica* si ricava che:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A}$$

$F_{\max} = p_{\max} \cdot A$ (*Manuale di Meccanica* formula I.125, pag. I-187), per cui:

$$F_{\max} = p_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 2,85 \cdot 10 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cong 14,326 \text{ N}$$

Risulta quindi: $F_{\max} > N_{cr}$ per cui la biella è da ridimensionare.

Soluzione punto 2

Ridimensionamento della biella

Utilizzando la formula I.126, pag. I-187 del Manuale di Meccanica si determina la superficie della sezione della biella:

$$A = \frac{F_{max}}{\sigma_{am}} = \frac{14.326}{115} \cong 125 \text{ mm}^2$$

Si è ricavato che $A = 0,75 \cdot h^2$ per cui $h = \sqrt{\frac{A}{0,75}} = \sqrt{\frac{125}{0,75}} \cong 13 \text{ mm}$.

a) Verifica a carico di punta

$$\rho_{min} = 0,25 \cdot h = 0,25 \cdot 13 = 3,25 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{l_{eff}}{\rho_{min}} = \frac{160}{3,25} = 49,23$$

$$N_{cr} = \frac{\sigma_{ams}}{1 + \alpha \cdot \lambda^2} A = \frac{115}{1 + 0,00012 \times 49,23^2} \times 126,75 \cong 11.292 \text{ N}$$

$F_{max} > N_{cr}$ per cui h risulta ancora piccolo

b) Seconda verifica a carico di punta

Si assume $h = 15 \text{ mm}$ e si ricalcola il carico critico:

$$A_1 = 0,75 \cdot h^2 = 0,75 \cdot 15^2 = 168,75$$

$$\rho_{min} = 0,25 \cdot h = 0,25 \cdot 15 = 3,75 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{l_{eff}}{\rho_{min}} = \frac{160}{3,5} = 42,7$$

$$N_{cr} = \frac{\sigma_{ams}}{1 + \alpha \cdot \lambda^2} A = \frac{115}{1 + 0,00012 \times 42,7^2} \times 125 \cong 15922 \text{ N}$$

$F_{max} < N_{cr}$ per cui il carico critico risulta verificato.

Le nuove dimensioni della biella risultano pertanto:

Sezione 1	Sezione bott. manovella
$h = 15 \text{ mm}$	$H = 2h = 30 \text{ mm}$
$d = 3,75 \text{ mm}$	$d = 3,75 \text{ mm}$
$b = 15 \text{ mm}$	$b = 15 \text{ mm}$
$h' = 7,5 \text{ mm}$	$h' = 22,5 \text{ mm}$
$e = 3,75 \text{ mm}$	$e = 3,75 \text{ mm}$

La sezione di verifica a flessione si trova a 96 mm dall'occhio di biella, i dati della sezione, ricavati dallo schizzo, sono:

Sezione 2
$h = 26,5 \text{ mm}$
$d = 3,75 \text{ mm}$
$b = 15 \text{ mm}$
$h' = 19 \text{ mm}$
$e = 3,75 \text{ mm}$

2. Verifica a pressoflessione in quadratura

La verifica in quadratura si effettua con la I.131 di pag. I-189, del Manuale di Meccanica.

$$\sigma = \frac{F}{A' \cos \beta'} \pm \frac{M_{f \max}}{W'_f}$$

b) Calcolo del momento massimo

Il momento flettente massimo si calcola con la formula I.130 di pag. I-189 del Manuale:

$$M_{f \max} = 0,064 \cdot m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot l$$

Calcolo della massa della biella m

Per il calcolo della massa è necessario calcolare la sezione media del fusto della biella, che è data dalla media delle due sezioni estreme.

Calcolo sezione del bottone di manovella

$$A = h \cdot b - 2 \cdot e \cdot h' = 30 \times 15 - 2 \times 3,75 \times 22,5 = 281,25 \text{ mm}^2$$

La sezione media è data da:

$$A_{mf} = \frac{A_1 + A_{bm}}{2} = \frac{168,75 + 281,25}{2} = 225 \text{ mm}^2$$

Massa fusto di biella:

$$m_f = \rho \cdot A_{mf} \cdot l = 7,85 \cdot 10^{-6} \times 225 \times 160 \cong 0,283 \text{ kg}$$

Ipotizzando la massa del fusto pari $m_f = \frac{2}{3}$ della massa della biella si ha che la massa m della biella è pari a:

$$m = \frac{3}{2} m_f = 1,5 \times 0,283 \cong 0,424 \text{ kg}$$

Calcolo velocità angolare ω

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 5500}{60} \cong 576 \text{ rad/sec}$$

Calcolo del raggio

Il raggio è pari alla metà della corsa per cui

$$r = \frac{C}{2} = \frac{80}{2} = 40 \text{ mm}$$

Momento flettente massimo

$$M_{f \max} = 0,064 \cdot m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot l = 0,064 \times 0,424 \times 576^2 \times 0,04 \times 0,160 = 57,62 \text{ Nm}$$

$$M_{f \max} = 57.620 \text{ Nmm}$$

c) Calcolo del modulo di resistenza a flessione

Il modulo di resistenza a flessione si calcola con la formula 15 – sezione a doppio T di pagina I-89:

$$\begin{aligned} W' = W_x &= \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} = \frac{b \cdot h^3 - 2 \cdot e \cdot h'^3}{6 \cdot h} = \\ &= \frac{15 \times 26,5^3 - 2 \times 3,75 \times 19^3}{6 \times 26,5} \cong 1432 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

d) Calcolo dell'area della sezione resistente

$$L'area \text{ è data da: } A' = h \cdot b - 2 \cdot e \cdot h' = 26,5 \times 15 - 2 \times 3,75 \times 19 = 255 \text{ mm}^2$$

e) Calcolo della forza in quadratura

Dalla geometria del sistema biella manovella (fig. I.144, pag. I-189 del Manuale di Meccanica) si ha che:

$$\cos \beta' = \frac{l}{\sqrt{r^2 + l^2}} = \frac{160}{\sqrt{40^2 + 160^2}} = 0,970143$$

La forza che agisce sul pistone, in quadratura è considerata pari a 1/3 di quella agente al pms per cui:

$$F = \frac{1}{3} F_{max} = \frac{14.326}{3} = 4775,333 \text{ N}$$

Calcolo e verifica della tensione ammissibile a flessione pressione

$$\sigma = \frac{F}{A' \cos \beta'} \pm \frac{M_{fmax}}{W'_f} = \frac{4775,333}{255 \cdot 0,970} + \frac{57.620}{1432} = 59,54 < \sigma_{am} = 115 \text{ N/mm}^2$$

La biella così calcolata resiste quindi sia a carico di punta sia a pressoflessione in quadratura.

Soluzione punto 3

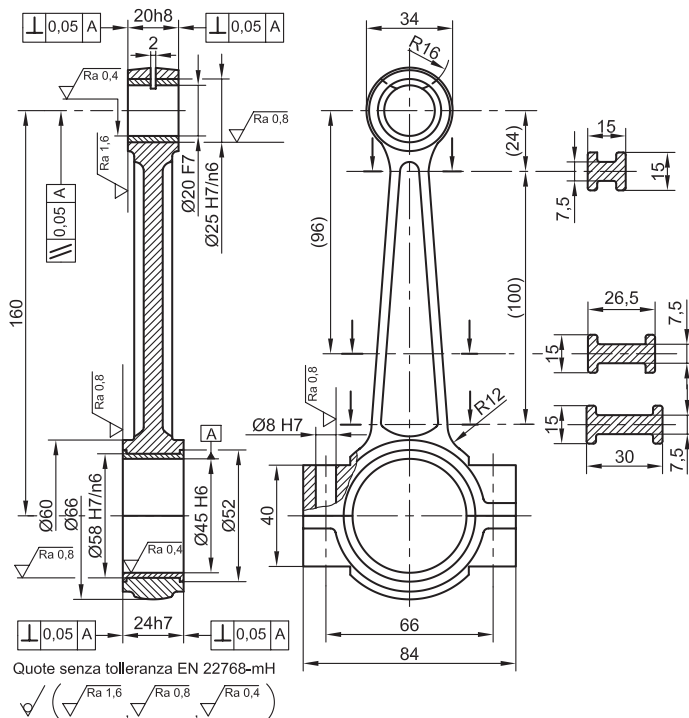


Figura 2 – Disegno della biella con le bronzine.

DIMENSIONAMENTO DELL'ALBERO MOTORE DI UN VERRICELLO

Enunciato

Il tamburo di un verricello ad asse orizzontale, sul quale si avvolge una fune metallica, presenta un diametro pari a 300 mm e una lunghezza di 600 mm; esso è realizzato con due dischi, saldati sull'albero e con un tamburo cilindrico saldato su essi. L'albero, che risulta essere solidale al tamburo, è sostenuto da due supporti con l'interposizione di cuscinetti a strisciamento e presenta un'estremità per il collegamento al gruppo riduttore.

Facendo riferimento ad a un carico massimo di sollevamento pari a 20 kN, il candidato, dopo aver scelto con giustificati criteri tutti i dati occorrenti, esegua:

- il dimensionamento dell'albero e dei perni relativi ai supporti, limitando la pressione specifica a valori compatibili con i materiali utilizzati;
- il disegno di fabbricazione dell'albero, completo di tolleranze e gradi di rugosità superficiali;
- il ciclo di lavorazione dell'albero.

1. Dimensionamento albero e perni

L'albero che sostiene il verricello lavora essenzialmente a flessione torsione; infatti, la forza trasmessa dalla fune si scarica sui supporti, sollecitando l'albero a flessione, mentre l'albero motore posto a valle del supporto A lavora a torsione. Il momento torcente, dovuto al carico da sollevare, agisce su un braccio la cui lunghezza è pari al raggio esterno del tamburo su cui si avvolge la fune.

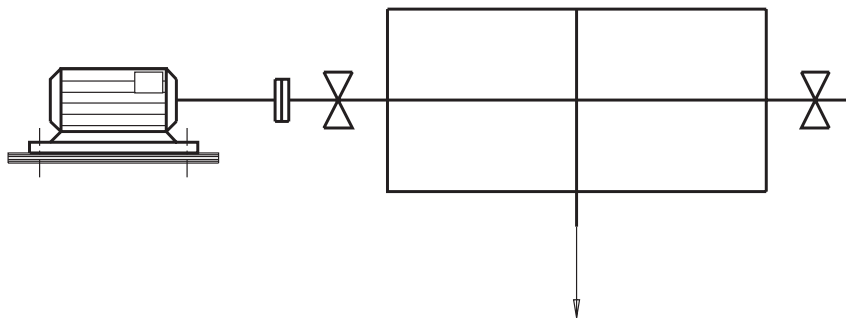


Figura 1 – Rappresentazione schematica dell'albero di trasmissione completo del tamburo per l'avvolgimento della fune.

La trave matematica, ai fini dei dimensionamenti di alberi e perni, è riferita alla sola campata AB.

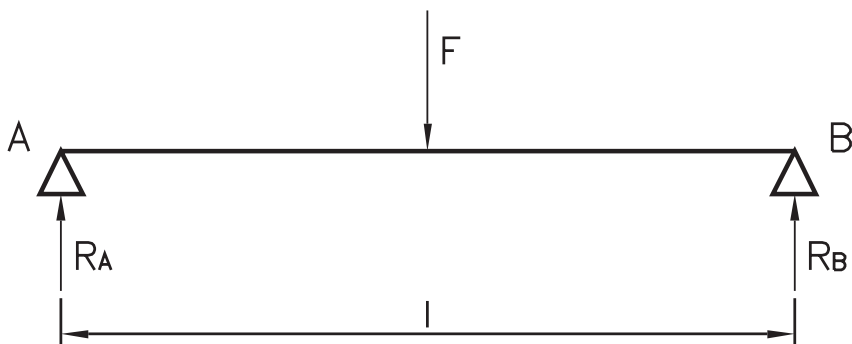


Figura 2 – Schema semplificato della trave matematica.

2. *Calcolo delle dimensioni e delle azioni agenti sulla trave AB*

Per il calcolo della lunghezza l della trave matematica AB si considera:

- la lunghezza del tamburo pari a 600 mm
- che sia di 10 mm lo spessore dei due dischi saldati sull'albero, che costituiscono l'appoggio per il tamburo cilindrico.
- Si ipotizzano pari a 30 mm (valore prudenziale) le distanze misurate tra la mezzzeria del cuscinetto a strisciamento e l'estremità del tamburo.

Pertanto la lunghezza totale della campata AB è data da:

$$l = 600 + 10 + 10 + 30 + 30 = 680 \text{ mm}$$

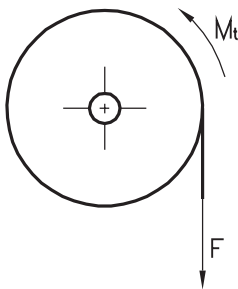


Figura 3 – Schema del sistema di sollevamento.

La forza F che pone in tensione la fune è pari alla somma del peso da sollevare e della forza d'inerzia in fase di spunto. Il suo valore complessivo è dato dal testo: $F = 20 \text{ kN}$. Si ricava il momento torcente sull'albero:

$$M_t = F \times \frac{d}{2} = 20\,000 \times \frac{0,3}{2} = 3000 \text{ Nm}$$

Per ovvie ragioni di simmetria, le due reazioni vincolari sono uguali:

$$R_A = R_B = \frac{F}{2} = \frac{20\,000}{2} = 10\,000 \text{ N}$$

1.2 Calcolo dei cuscinetti a strisciamento

Scelta del materiale dell'albero

Si sceglie come materiale l'acciaio da bonifica C40 UNI EN 10083 con $R_m = 600 \div 750 \text{ N/mm}^2$ (**Tabella F.34**, *Manuale di Meccanica*, pag. F-110).

Si esegue la progettazione a fatica prendendo come riferimento il carico di rottura medio del materiale $R_m = 675 \text{ N/mm}^2$.

Poiché il testo non fa cenno a eventuali sovraccarichi, né a contraccolpi in avviamento, si ritiene sufficiente un grado di sicurezza a rottura $g_R = 2,8$.

Per cui le tensioni ammissibili σ_{ams} statica e σ_{amf} a fatica sono pari a:

$$\sigma_{ams} = \frac{R_m}{g_R} = \frac{675}{2,8} = 241 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{amf} = \frac{\sigma_{ams}}{3} = \frac{241}{3} \cong 82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

1.3 Dimensionamento dell'albero

Calcolo momento flettente

Il momento flettente ha andamento lineare a forma triangolare col vertice in mezzeria:

Calcolo del momento flettente massimo in mezzeria:

$$M_{max} = R_A \times \frac{l}{2} = 10\,000 \times \frac{0,68}{2} = 3400 \text{ Nm}$$

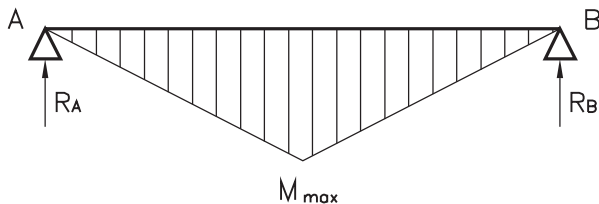


Figura 4 – Diagramma momento flettente.

Calcolo momento flettente ideale

Il dimensionamento dell'albero viene effettuato in base alla teoria del momento flettente ideale, calcolando il $M_{f, id}$ massimo nella sezione di mezzeria, la più sollecitata (*Manuale di Meccanica* pag. I-84):

$$M_{f, id} = \sqrt{M_{max}^2 + 0,75 \times M_t^2} = \sqrt{3400^2 + 0,75 \times 3000^2} = 4279 \text{ Nm}$$

Si calcola il momento flettente corretto M_{corr} introducendo un fattore di servizio $f_s = 1,1$; si ricorda che il testo non segnala alcuna gravosità nel funzionamento dell'impianto, per cui si ha ragione di assumere un fattore di servizio prudenziale ma non elevato.

$$M_{corr} = f_s \times M_{f, id} = 1,1 \times 4279 = 4706,9 \text{ Nm}$$

Calcolo dimensioni dell'albero

Il calcolo del diametro dell'albero si effettua mediante la formula di Navier:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_{corr}}{\pi \sigma_{amf}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 4\,706\,000}{\pi \times 82}} = \sqrt[3]{584\,572} = 83,6 \text{ mm}$$

Si arrotonda il diametro dell'albero in eccesso: $d = 85 \text{ mm}$, valore contemplato dalla serie di Renard R 40. Il modulo di resistenza a flessione vale:

$$W_x = \frac{\pi}{32} d^3 = \frac{\pi}{32} 85^3 = 60291,6 \text{ mm}^3$$

La tensione reale di lavoro vale:

$$\sigma_l = \frac{M_{corr}}{W_x} = \frac{4\,706\,000}{60\,291,6} = 78 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{amf}$$

Il valore è accettabile e consente di far funzionare l'impianto in sicurezza. Si conferma il diametro di 85 mm.

Verifica della freccia massima in mezzeria.

Il problema della deformazione dell'albero rotante, con conseguente perdita di centratura durante la rotazione, è da ritenere poco rilevante in questo caso in cui la frequenza di rotazione è molto bassa. Tuttavia si procede ugualmente alla verifica della deformazione elastica massima in mezzeria. Per la freccia massima è prevista la seguente limitazione:

$$f_{max} \leq \frac{L}{3000}$$

In cui L è la lunghezza della campata, coincidente con la distanza AB di progetto, indicata con $l = 680$ mm. Nel nostro caso:

$$f_{max} \leq \frac{680}{3000}$$

$$f_{max} \leq 0,28 \text{ mm}$$

La formula della freccia elastica in mezzeria per la campata AB vale:

$$f = \frac{F l^3}{48 E J}$$

Si prende in considerazione solo l'effetto dell'albero, trascurando il tamburo cilindrico cavo che indiscutibilmente dà un contributo di rilievo nella determinazione del momento d'inerzia totale della sezione. Il momento del secondo ordine (momento d'inerzia) della sezione circolare vale:

$$J = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi}{64} 85^4 = 2\,562\,392 \text{ mm}^4$$

La freccia massima:

$$f = \frac{F l^3}{48 E J} = \frac{20\,000 \times 680^3}{48 \times 205\,000 \times 2562\,392} = 0,25 \text{ mm}$$

La verifica ha dato un esito ampiamente positivo in quanto il valore della freccia massima è inferiore al valore massimo ammesso. A questo punto si hanno tutte le informazioni necessarie per deliberare il diametro di 85 mm.

1.4 Dimensionamento perno B

Il cuscinetto destro (appoggio B) è un perno di estremità, su di esso agisce solo la reazione R_B , per cui, nota la resistenza ammissibile a flessione, assumendo inizialmente pari a 1 il valore del rapporto L/d , si effettua calcolo del diametro:

$$d = \sqrt{\frac{5 R_B}{\sigma_{anf}}} \frac{L}{d} = \sqrt{\frac{510\,000}{82}} 1 = \sqrt{609,7} = 24,7 \text{ mm}$$

(*Manuale di Meccanica*, pagine I-88 e segg.):

Si arrotonda il diametro di calcolo a 24 mm, per cui la lunghezza L vale:

$$L = 1 \times d = 1 \times 24 = 24 \text{ mm}$$

Verifica alla pressione specifica:

$$p = \frac{R_B}{d L} = \frac{10\,000}{24 \times 24} = 17,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{amm}$$

Il valore è accettabile in quanto, come indicato dalla tabella sopracitata, la p_{amm} vale $15 \div 30 \text{ N/mm}^2$.

Verifica al riscaldamento: in questa sede si potrebbe omettere questa tipologia di verifica in quanto la frequenza di rotazione è molto bassa. Viene eseguita per ragioni di completezza progettuale.

La verifica consiste nel calcolo del parametro p_v (pressione di contatto \times velocità periferica del cuscinetto): esso non deve superare il valore limite.

Si assume la velocità di salita del peso agganciato alla fune pari a $v = 6 \text{ m/min}$ (velocità di salita per una massa di circa 2000 kg, **Tabelle I.163 e I.164** del *Manuale di Meccanica Hoepli*, pagg. I-219 e segg.).

$$v = \frac{6}{60} \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocità angolare del tamburo, uguale a quella dell'albero, vale:

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0,1}{0,15} = 0,67 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

La velocità periferica vale:

$$v = \omega \frac{d}{2} = 0,67 \frac{24 \times 10^{-3}}{2} \cong 8 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Il parametro pv vale:

$$pv = 17,3 \times 8 \times 10^{-3} \cong 0,14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La verifica ha dato esito positivo in quanto il valore del parametro pv così trovato è decisamente inferiore ai valori limite: $20 \div 25 \text{ Nm}/(\text{mm}^2 \text{ s})$.

Per entrambi i casi si adottano cuscinetti di strisciamento a base di bronzo le cui proprietà meccaniche sono riportate nella Tabella I.62 che si trova alle pagine precedentemente citate.

1.5 Calcolo perno intermedio A

Il cuscinetto sinistro (appoggio A) è a tutti gli effetti un perno intermedio lavorante a torsione in quanto da quel lato, a monte del supporto, l'albero presenta un codolo con cava per linguetta su cui si ipotizza venga calettato in asse l'albero motore, pertanto il diametro del **perno intermedio** si calcola a torsione pura.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_{t,corr}}{\pi \tau_{anf}}}$$

La tensione tangenziale ammissibile a torsione a fatica è data da:

$$\tau_{anf} = \frac{\sigma_{anf}}{\sqrt{3}}$$

Ed è pari a:

$$\tau_{anf} = \frac{\sigma_{anf}}{\sqrt{3}} = 0,577 \times 82 \cong 47 \frac{N}{mm^2}$$

Si calcola il momento torcente corretto $M_{t,corr}$ introducendo il fattore di servizio $f_s = 1,1$ già adottato per il calcolo a flessione.

$$M_{t,corr} = f_s \times M_t = 1,1 \times 3000 = 3300 \text{ Nm} = 3300 \times 10^3 \text{ N mm}$$

Per cui il diametro del perno A è dato da:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 3300 \times 10^3}{\pi \times 47}} = \sqrt[3]{357\,591} = 71 \text{ mm}$$

Si arrotonda il diametro a 72 mm in quanto un diametro espresso mediante un numero pari è certamente di più facile reperibilità nei cataloghi dei fornitori. La lunghezza L vale:

$$L = 1 \times d = 1 \times 72 = 72 \text{ mm}$$

Verifica alla pressione specifica dovuta alla reazione vincolare:

$$p = \frac{R_A}{d L} = \frac{10\,000}{72 \times 72} \cong 2 \frac{N}{mm^2} \leq p_{amm}$$

Il valore è ampiamente accettabile in quanto, come indicato dalla tabella sopracitata, la p_{amm} vale $15 \div 30 \text{ N/mm}^2$. Il valore estremamente basso della pressione specifica rende inutile la verifica al riscaldamento.

In conclusione si verifica la lunghezza teorica totale della campata AB. Le distanze misurate tra la mezzeria dei cuscinetti a strisciamento e le estremità del tamburo sono le seguenti: nel perno A vale 36 mm, nel perno B vale 12 mm.

$$l = 600 + 10 + 10 + 12 + 36 = 668 \text{ mm}$$

Per ragioni costruttive si assumono le lunghezze dei perni A e B pari a 48 mm e i diametri, rispettivamente pari a $\varnothing 76$ mm e a $\varnothing 50$ mm, valori che rispettano a pieno le verifiche a pressione e riscaldamento

$$(p_A \cong 2,9 \frac{N}{mm^2} \leq p_{amm} , \quad p_B \cong 4,2 \frac{N}{mm^2} \leq p_{amm}),$$

per cui la lunghezza totale AB risulta pari a:

$$l = 600 + 10 + 10 + 24 + 24 = 668 \text{ mm}$$

Vista la differenza esigua tra il valore di $l = 680$ mm preventivamente utilizzato per il calcolo della sezione più sollecitata dell'albero ed il valore definitivo, si conferma la validità del suddetto dimensionamento.

2. Disegno di fabbricazione dell'albero

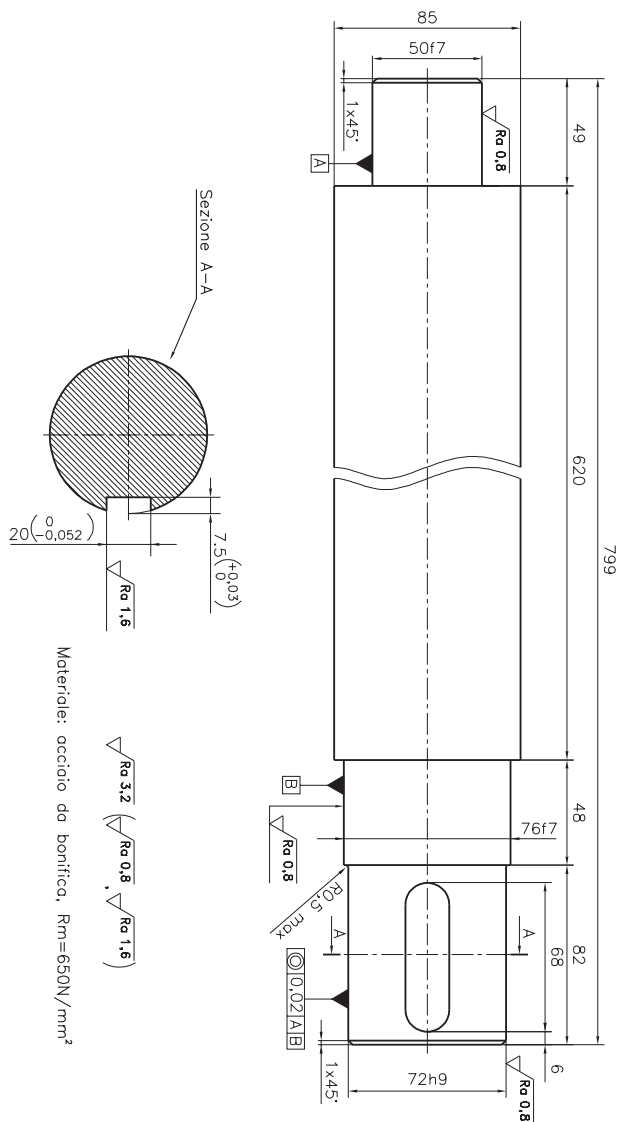
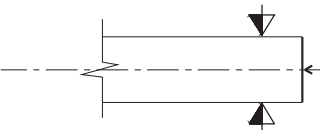
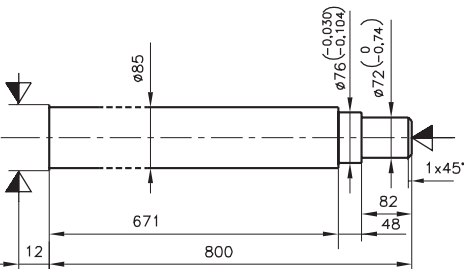
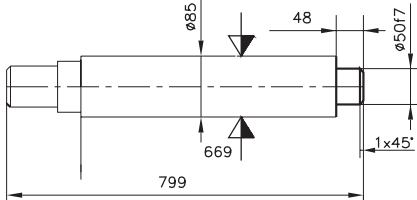
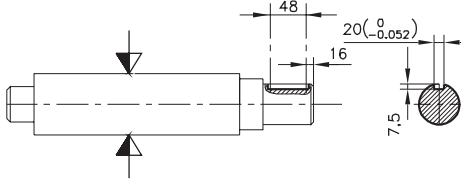


Figura 5 – Disegno di fabbricazione dell'albero, completo di tolleranze e gradi di rugosità superficiali.

3. Ciclo di fabbricazione

Caratteristiche elemento finito				
Denominazione: Albero scanalato		Tratt. termici: Cementazione-Tempra		
Ciclo n. 1	Complessivo n.	Particolare n. 1	Quantità : 1	
Compilatore:		Visto:	Data:	
Caratteristiche materiale e semilavorato di partenza				
Materiale: C40 UNI 10083		Rm [N/mm ²]: 675	Durezza HB:	
Ricavato da: Barra Ø90			Massa [Kg]:	
N.	Descrizione operazione	Macch.	Utensili, attrezzi e calibri	Tempi
10	 <p>10.1-posizionamento barra e bloccaggio su autocentrante 10.2-Sfacciatura (profondità p=1) 10.3-Esecuzione foro da centro</p>	Tornio parallelo	-Utensile per sfacciatura e smussi SESCR 1616H-08-P20 -Punta per fori da centro R 2 UNI 3223 -Calibro a corsoio 1/20 -Carrella posteriore di sostegno barra	
20	 <p>20.1-Avanzamento barra e bloccaggio con autocentrante e contropunta; 20.2 posizionamento lunetta 20.3-Tornitura cilindrica come da disegno 20.4-Esecuzione dello smusso 20.5-Troncatura 20.6-Controllo dimensionale</p>	Tornio parallelo	-Utensile per tornit. esterna SGCR 1616H-08-P20 -Calibro a corsoio 1/20 -Carrello posteriore di sostegno barra -Lunetta -Utensile troncatore RF 151.23-2020-25-P30	

N.	Descrizione operazione	Macch.	Utensili, attrezzi e calibri	Tempi
30	 <p>30.1-Ripresa del pezzo e montaggio (capovolto) nell'autocentrante sul $\varnothing 85$ 30.2-Sfacciatura a dimensione 30.3-Tornitura cilindrica $\varnothing 50f7 \times 48$ 30.4-Esecuzione smusso $1 \times 45^\circ$ 30.5-Esecuzione foro da centro 30.6-Controllo dimensionale</p>	Tornio parallelo	-Utensile per smussi e sfacciatura SESCR 1616H-08-P20 -Utensile per tornit. esterna SGCR 1616H-08-P20 -Punta per fori da centro R 2 UNI 3223 -Calibro a corsoio 1/20	
40	 <p>40.1-Posizionare e chiudere il pezzo nella morsa 40.2-Esecuzione della cava per linguetta 40.3-Controllo dimensionale</p>	Fresatrice verticale	-Morsa a chiusura concentrica -Fresa per cave 20 UNI ISO 1641 -Calibro a corsoio 1/20	

TRASMISSIONE DI POTENZA, CON UN GIUNTO RIGIDO, AD UN TRENO DI RUOTE DENTATE

Lo schema riportato in figura rappresenta un motore elettrico che eroga una potenza nominale di 20 kW ad un regime di 750 giri al minuto e, attraverso un giunto rigido **G**, la trasmette ad un treno di quattro ruote dentate a denti dritti. L'ultima ruota è solidale ad un verricello **A** con un tamburo di diametro $d = 30$ cm. Il rendimento complessivo della catena cinematica rappresentata è $\eta = 0,87$ e la velocità media di sollevamento del carico è pari ad 1,35 m/s.

Il candidato, fissato con motivati criteri ogni altro elemento eventualmente mancante, esegua:

- il dimensionamento completo del giunto rigido **G** ed uno schizzo quotato dello stesso;
- il calcolo del carico massimo **Q** sollevabile;
- il calcolo del modulo di entrambe le coppie di ruote dentate.

Soluzione punto a): dimensionamento del giunto rigido

Le dimensioni del giunto sono funzione del diametro dell'albero motore, che occorre calcolare.

L'albero, considerato a sezione circolare piena, si dimensiona a torsione semplice e utilizzando come materiale un acciaio non legato da bonifica C40 (**Tabella F.34, Manuale di Meccanica**, pag. F-110), con carico unitario di rottura a trazione $R_m = 630 \div 780 \text{ N/mm}^2$.

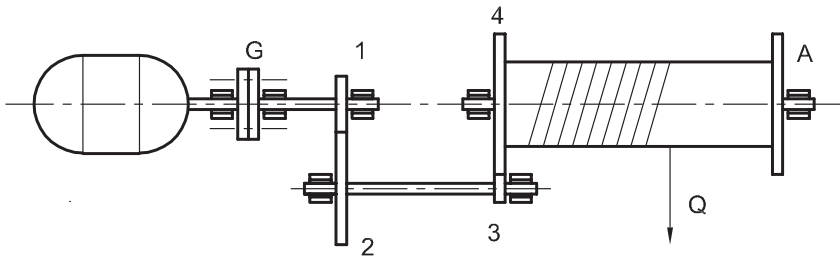


Figura 1 – Schema di una trasmissione con quattro ruote dentate

L'equazione di stabilità a torsione semplice dell'albero è:

$$\frac{M_t}{W_t} \leq \tau'_{amf}$$

dove:

$$\tau'_{amf} = \frac{2}{3} \frac{\sigma_{ams}}{\sqrt{3}} = \frac{2}{3} \frac{630}{3 \times \sqrt{3}} \cong 81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{è la tensione tangenziale ammissibile a fatica pulsante}$$

$$- M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{20 \times 1\,000}{78,5} = 254,777 \text{ N m} \text{ è il momento torcente}$$

$$\text{con } \omega = \frac{2 \pi n}{60} = \frac{2 \times \pi \times 750}{60} = 78,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$- W_t = \frac{\pi}{16} d^3 \text{ è il modulo di resistenza a torsione}$$

Dall'equazione di stabilità si ricava il valore del modulo di resistenza a torsione:

$$W_t = \frac{M_t}{\tau'_{anf}} \cong 3145 \text{ mm}^3$$

pertanto il valore del diametro dell'albero risulta:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 3145}{\pi}} = 25,2 \text{ mm}$$

con questo valore del diametro dell'albero si sceglie una linguetta UNI 6604 – A 8 × 7 × 48 con profondità di cava $t_1 = 4 \text{ mm}$ (**Tabella I.26**, pag. I-32, *Manuale di Meccanica*), per cui il diametro effettivo dell'albero risulta:

$$d_e = d + t_1 = 25,2 + 4 = 29,2 \text{ mm}$$

e arrotondando al valore superiore più vicino della serie dei numeri di Renard, serie R 10 (**Tabella E.5**, pag. E-11, del *Manuale di Meccanica*), si assume il diametro $d = 32 \text{ mm}$.

In base al diametro dell'albero le dimensioni del giunto, considerandolo a dischi senza anello distanziatore, si ricavano dalle tabelle dei costruttori o mediante le seguenti formule empiriche:

- lunghezza del mozzo: $L \cong 3d = 96 \text{ mm}$
- diametro del mozzo: $D_1 \cong 1,8 d + 20 \text{ mm} = 78 \text{ mm}$
- diametro esterno: $D_e \cong 2,5 d + 100 \text{ mm} = 180 \text{ mm}$
- diametro medio della superficie anulare dei dischi: $D_m \cong 0,95 D_e = 171 \text{ mm}$
- diametro della circonferenza passante per i centri dei fori: $D_b \cong 2,2 d + 50 \text{ mm} = 120 \text{ mm}$
- lunghezza della corona periferica: $2L_1 \cong 0,6 d + 40 \text{ mm} = 59 \text{ mm}$

Passando al calcolo dei bulloni di collegamento si deve determinare la forza tangenziale ($n_b F_t$) che agisce sulla circonferenza media della superficie di contatto dei dischi:

$$F_t = \frac{2 M_t}{n_b \times D_m} = \frac{2 \times 254\,777}{4 \times 171} = 745 \text{ N}$$

avendo considerato il numero di bulloni $n_b = 4$ per diametri degli alberi fino a $d = 60 \text{ mm}$.

Considerando le superfici di contatto del giunto sgrossate d'utensile, la forza di trazione esercitata su ciascun bullone vale:

$$F_a = (3,8 \div 4,5) F_t$$

ossia:

$$F_a = 4 F_t = 2980 \text{ N}$$

Per la verifica di resistenza deve risultare:

$$\sigma_b = \frac{F_a}{A_r} \leq \sigma_{b,ams}$$

da cui, scegliendo la Classe di Resistenza 4.6 con carico unitario di snervamento $R_{eL} = 240 \text{ N/mm}^2$ e $\sigma_{b,ams} = 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, si ricava il valore dell'area resistente della vite:

$$A_r = \frac{2980}{60} = 49,6 \text{ mm}^2$$

e dalla tabella delle filettature metriche ISO (**Tabella I.4**, *Manuale di Meccanica*, pag. I-12), si ricava che si adotteranno 4 bulloni **M 10** con sezione resistente $A_r = 58 \text{ mm}^2$.

Soluzione punto b): calcolo del carico massimo sollevabile Q

Considerando il rendimento complessivo della catena cinematica $\eta = 0,87$, il valore della potenza utile risulta:

$$P_u = P_n \times \eta = 20 \times 0,87 = 17,4 \text{ kW}$$

Il carico massimo Q sollevabile si ottiene dall'espressione della potenza del moto di traslazione:

$$P_u = Q \times v$$

da cui:

$$Q = \frac{P_u}{v} = \frac{17400}{1,35} \cong 12890 \text{ N}$$

Soluzione punto c): calcolo del modulo delle due coppie di ruote dentate

Il rapporto di trasmissione del rotismo ordinario si valuta conoscendo la velocità di rotazione dell'albero motore e quella dell'albero del verricello.

La velocità angolare ω_{III} dell'albero del verricello si ricava dalla velocità di salita v del carico e dal diametro del tamburo:

$$\omega_{III} = \frac{v}{\frac{d}{2}} = \frac{1,35}{0,15} = 9 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

la velocità angolare dell'albero motore risulta:

$$\omega_I = \frac{2 \pi n}{60} = \frac{2 \times \pi 750}{60} = 78,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Pertanto il rapporto di trasmissione totale vale:

$$i = \frac{\omega_I}{\omega_{III}} = 8,72$$

Il rapporto di trasmissione totale è uguale al prodotto dei rapporti di trasmissione dei singoli ingranaggi:

$$i = \frac{\omega_I}{\omega_{II}} \times \frac{\omega_{II}}{\omega_{III}}$$

dove:

- ω_I , velocità dell'albero motore, è uguale alla velocità angolare del pignone 1 del primo ingranaggio:

$$\omega_I = \omega_1$$

- ω_{II} indica la velocità angolare dell'albero intermedio su cui sono calettate la corona 2 del primo ingranaggio e il pignone 3 del secondo ingranaggio, che quindi hanno la stessa velocità di rotazione:

$$\omega_{II} = \omega_2 = \omega_3$$

- ω_{III} , velocità dell'albero del verricello, è uguale alla velocità angolare della corona 4 del secondo ingranaggio:

$$\omega_{III} = \omega_4$$

Quindi si ha:

$$i = \frac{\omega_I}{\omega_{II}} \times \frac{\omega_{II}}{\omega_{III}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \times \frac{\omega_3}{\omega_4}$$

per cui si può suddividere il rapporto di trasmissione totale nei seguenti rapporti di trasmissione parziali:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 3$$

$$i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = 2,9$$

Inoltre, avendo un rendimento complessivo $\eta_g = 0,87$, si possono ipotizzare i seguenti rendimenti parziali:

$\eta_g = 0,97$ rendimento del giunto

$\eta_I = \eta_{II} = 0,95$ rendimento di ciascuna coppia di ruote dentate

Il modulo di entrambe le coppie di ruote dentate si ricava eseguendo il calcolo a fatica a flessione con il metodo di Lewis e successivamente la verifica ad usura.

Prima coppia di ruote dentate

Il momento torcente agente sul pignone 1 vale:

$$M_{r1} = \frac{P}{\omega_1} \times \eta = 254777 \times 0,97 = 247134 \text{ N mm}$$

Non essendo state date indicazioni, si presume che l'ingranaggio lavori in servizio normale senza sovraccarichi, per cui si sceglie un fattore di servizio $f_s = 1,1$, con il quale si ottiene il momento corretto:

$$M_{corr,1} = 247134 \times 1,1 = 271847 \text{ N mm}$$

Per la costruzione delle ruote dentate si sceglie un acciaio legato da bonifica 38 Ni Cr Mo 4, che presenta le seguenti caratteristiche:

$$\sigma_{anf} = 220 \frac{N}{mm^2}; \quad HB = 300 \frac{N}{mm^2} \quad (\text{durezza Brinell})$$

Inoltre si scelgono i seguenti numeri di denti delle due ruote:

$$\text{pignone } z_1 = 30; \text{ corona } z_2 = i_{12} \quad z_1 = 3 \times 30 = 90$$

Ipotizzando:

- $\vartheta = 20^\circ$ angolo di pressione
- $\lambda = 15$ rapporto fra la larghezza del dente e il modulo
- $X_v = 0,4$ valore di primo tentativo del coefficiente di maggiorazione dinamica del carico
- $y = 0,484 - \frac{2,865}{z} = 0,484 - \frac{2,865}{30} = 0,39$ fattore di Lewis

Il valore del modulo secondo la formula di Lewis vale:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 M_{corr,1}}{\sigma_{anf} X_v z \lambda y}} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 271847}{220 \times 0,4 \times 30 \times 15 \times 0,39}} = 3,3 \text{ mm}$$

Arrotondato al valore unificato $m = 4$ mm (UNI 6586, pag. I-125, del Manuale di Meccanica).

Occorre verificare la validità del coefficiente di maggiorazione dinamica del carico X_v .

I diametri primitivi delle due ruote dentate sono:

$$d_{p1} = m z_1 = 4 \times 30 = 120 \text{ mm}$$

$$d_{p2} = m z_2 = 4 \times 90 = 360 \text{ mm}$$

La velocità periferica del pignone vale:

$$v_1 = \omega_1 \frac{d_{p1}}{2} = 78,50,06 = 4,7 \frac{m}{s}$$

Considerando che $X_v = \frac{A}{A + v_1}$, con $A = 4$ per ingranaggi lenti con discreta precisione di lavorazione, si ha:

$$X_v = \frac{A}{A + v_1} = \frac{4}{4 + 4,7} = 0,46$$

ed essendo maggiore del valore ipotizzato $X_v = 0,4$, si conferma il valore del modulo $m = 4$ mm.

Per la verifica ad usura occorre fissare il valore della pressione massima p_{amm} ammissibile fra i denti, e fissando una durata di $h = 10000$ ore di funzionamento non continuo (**Tabella I.90**, pag. I-128, *Manuale di Meccanica*) si ottiene:

$$p_{amm} = 24,5 \frac{HB}{\sqrt[6]{n \times h}} = 24,5 \frac{300}{\sqrt[6]{750 \times 10000}} = 525 \frac{N}{mm^2}$$

La pressione effettivamente scambiata fra i denti delle due ruote risulta:

$$\begin{aligned} p_{max} &= k_1 \sqrt{\frac{2M_{corr.1}}{b d_{p1} \sin 2\alpha} \left(\frac{1}{d_{p1}} + \frac{1}{d_{p2}} \right)} = 378 \sqrt{\frac{2 \times 271847}{60 \times 120 \times \sin 40} \left(\frac{1}{120} + \frac{1}{360} \right)} = \\ &= 432 \frac{N}{mm^2} \end{aligned}$$

dove:

$$b = \lambda m = 15 \times 4 = 60 \text{ mm} \text{ è larghezza del dente}$$

$K_1 = 378$ è un coefficiente che tiene conto dei moduli di elasticità normale E delle ruote

Poiché $p_{max} < p_{amm}$ la verifica ad usura ha dato esito positivo.

Seconda coppia di ruote dentate

Il momento torcente agente sul pignone 3 vale:

$$M_{t3} = M_{t2} = M_{t1} \times \eta \times i_{12} = 247134 \times 0,95 \times 3 = 704332 \text{ N mm}$$

scegliendo il fattore di servizio $f_s = 1,1$ si ottiene il momento corretto:

$$M_{corr,3} = 704332 \times 1,1 = 774765 \text{ N mm}$$

Adottando lo stesso acciaio della prima coppia di ruote e scegliendo i seguenti numeri di denti delle due ruote:

$$\text{pignone } z_3 = 20; \text{ corona } z_4 = i_{34} \quad z_3 = 2,9 \times 20 = 58$$

Ipotizzando:

- $\vartheta = 20^\circ$ angolo di pressione
- $\lambda = 15$ rapporto fra la larghezza del dente e il modulo
- $X_v = 0,4$ valore di primo tentativo del coefficiente di maggiorazione dinamica del carico
- $y = 0,484 - \frac{2,865}{z} = 0,484 - \frac{2,865}{20} = 0,34$ fattore di Lewis

il valore del modulo secondo la formula di Lewis è:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 M_{corr,3}}{\sigma_{amf} X_v z \lambda y}} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 774765}{220 \times 0,4 \times 20 \times 15 \times 0,34}} = 5,56 \text{ mm}$$

arrotondato al valore unificato $m = 6$ mm (UNI 6586, pag. I-125, *Manuale di Meccanica*).

Occorre verificare la validità del coefficiente di maggiorazione dinamica del carico X_v .

I diametri primitivi delle due ruote dentate sono:

$$d_{p3} = m z_3 = 6 \times 20 = 120 \text{ mm}$$

$$d_{p4} = m z_4 = 6 \times 58 = 348 \text{ mm}$$

La velocità periferica del pignone 3 vale:

$$\omega_3 = \omega_2 = \frac{\omega_1}{3} = 26,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$v_3 = \omega_3 \frac{d_{p3}}{2} = 26,2 \times 0,06 = 1,6 \frac{m}{s}$$

Essendo $X_v = \frac{A}{A + v_1}$, con $A = 4$ per ingranaggi lenti con discreta precisione di lavorazione, si ha:

$$X_v = \frac{A}{A + v_1} = \frac{4}{4 + 1,6} = 0,7$$

ed essendo maggiore del valore ipotizzato $X_v = 0,4$ si conferma il valore del modulo $m = 6$ mm.

Per la verifica ad usura occorre confrontare il valore della pressione massima p_{amm} ammissibile con la pressione massima scambiata fra i denti delle due ruote.

Fissata una durata $h = 10000$ ore di funzionamento ed esprimendo la velocità di rotazione del pignone 3 in giri al minuto si ottiene:

$$n_3 = \frac{\omega_3 \times 60}{2 \times \pi} = \frac{26,2 \times 60}{2 \times \pi} = 250 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$$

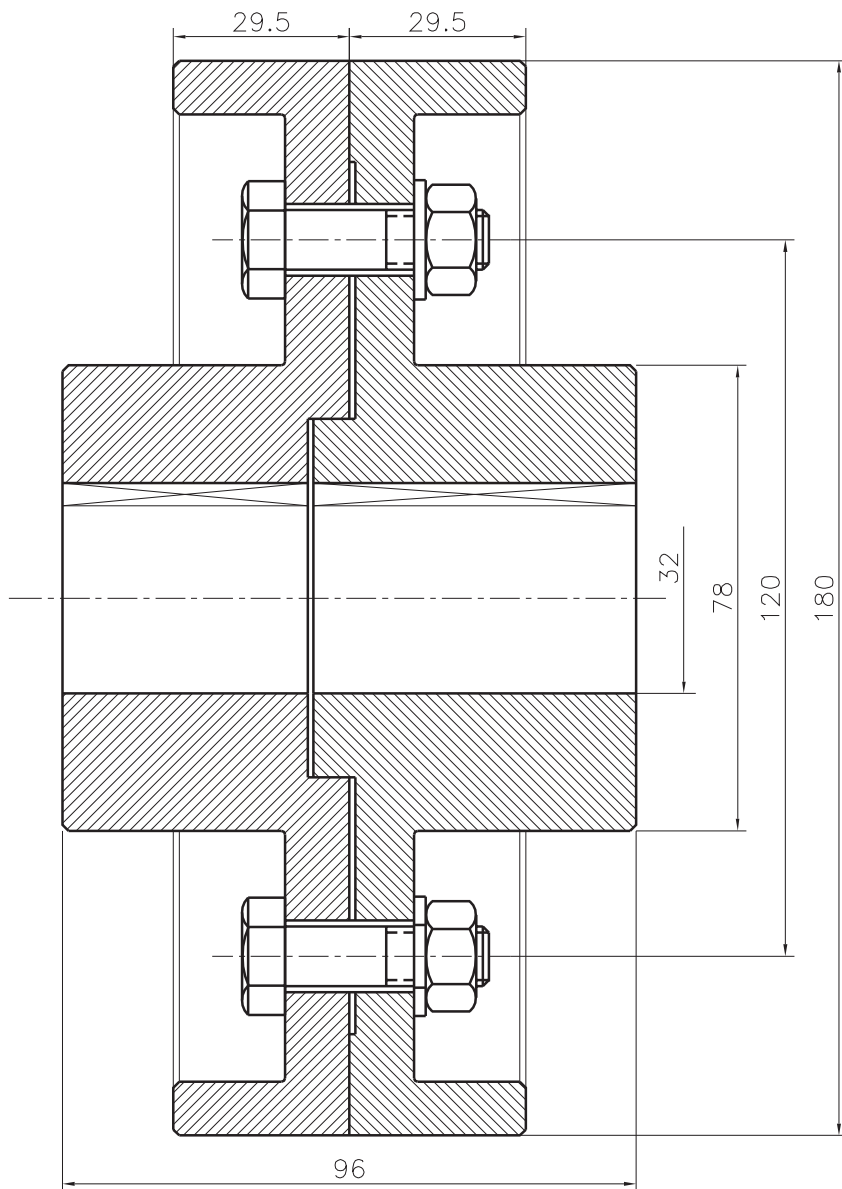
$$p_{amm} = 24,5 \frac{HB}{\sqrt[6]{n \times h}} = 24,5 \frac{300}{\sqrt[6]{250 \times 10000}} = 631 \frac{N}{mm^2}$$

La pressione effettivamente scambiata fra i denti delle due ruote risulta:

$$\begin{aligned} p_{max} &= k_1 \sqrt{\frac{2 M_{corr,3}}{b d_{p1} \sin 2 \alpha} \left(\frac{1}{d_{p1}} + \frac{1}{d_{p2}} \right)} = 378 \sqrt{\frac{2 \times 774765}{90 \times 120 \times \sin 40} \left(\frac{1}{120} + \frac{1}{348} \right)} = \\ &= 598 \frac{N}{mm^2} \end{aligned}$$

dove larghezza del dente è: $b = \lambda m = 15 \times 6 = 90$ mm .

Quindi $p_{max} < p_{amm}$, per cui la verifica ad usura ha dato esito positivo.



Schizzo quotato del giunto

Ambito energia

IMPIANTO DI COGENERAZIONE

Un impianto di cogenerazione con turbine a vapore a contropressione fornisce a uno stabilimento industriale una potenza elettrica di 2500 kW e vapore saturo secco alla temperatura di 150 °C per usi tecnologici.

Il vapore viene immesso in turbina a 90 bar e 460 °C e ritorna condensato alla pompa di alimento alla temperatura di 50 °C.

Fissato opportunamente ogni altro dato occorrente, il candidato:

1. esegua uno schema di massima dell'impianto descritto;
2. determini la portata di vapore per scopi tecnologici;
3. valuti la potenza assorbita dalla pompa di alimento;
4. calcoli il coefficiente di utilizzazione del calore.

Soluzione punto 1

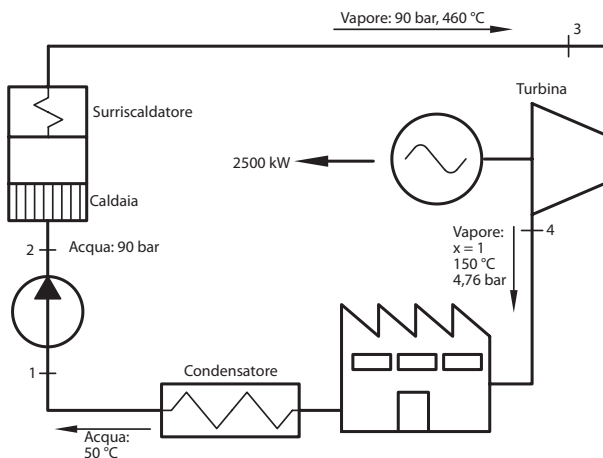


Figura 1 – Schema dell'impianto.

Soluzione punto 2

Il salto entalpico reale in turbina vale $\Delta h_r = h_3 - \Delta h_4$; il salto entalpico teorico (linea verticale) fino al titolo di vapore $x = 0,94$, vale $\Delta h_t = h_3 - \Delta h_5$.

Rapportando il salto entalpico reale a quello teorico si ottiene il rendimento adiabatico η della turbina.

$$\eta = \frac{\Delta h_r}{\Delta h_t}$$

Dal Manuale di Meccanica pagina R-143:

$$G_v = \frac{P}{\Delta h} = \frac{2500}{0,8 \times 675} = 4,63$$

Soluzione punto 3

Si pone il rendimento della pompa $\eta = 0,7$; tenendo conto che $1 \text{ bar} = 10^5$ Pa si avrà (pagg. R-39 e R-40 *Manuale di Meccanica*) che la potenza P_p vale:

$$P_p = \frac{Q_L \cdot H}{\eta}$$

In cui Q_L è la portata in m^3/s e H la prevalenza.

Poiché la portata $Q_v = 4,63 \text{ kg/s}$ e il volume massico v dell'acqua è circa $0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$, la portata Q_L vale:

$$Q_L = v Q_v = 0,001 \times 4,63 = 0,00463 \text{ m}^3/\text{s}$$

Poiché $H = p_3 - p_1$, la potenza P_p della pompa vale

$$P_p = \frac{0,00463 \times (90 - 4,76) \times 10^5}{0,7} = 56380 \text{ W} = 56,38 \text{ kW}$$

Soluzione punto 4

Il coefficiente globale di utilizzazione del calore I è dato dal rapporto fra il salto entalpico, prodotto fra la turbina $E = \Delta h_r$ e la pompa $Q = \Delta h_r = h_4 - h_1$, e il calore prodotto dal consumo di combustibile $m_c H_i$, da cui:

$$I = \frac{E + Q}{m_c \cdot H_i}$$

Alla quantità di calore, prodotta dal consumo di combustibile teorico, si aggiunge un 10% dovuto alle perdite:

- per incombusti;
- con i fumi;
- per perdite negli scambi termici.

Da cui:

$$m_c \cdot H_i = (h_3 - h_1) + 10\%(h_3 - h_1)$$

Dalla *Figura 2* si può scrivere:

$$I = \frac{(h_3 - h_4) + (h_4 - h_1)}{(h_3 - h_1) + 0,1(h_3 - h_1)} = \frac{(3285 - 2750) + (2750 - 251)}{(3285 - 251) + 0,1 \times (3285 - 251)} = 0,91$$

SCAMBIATORE DI CALORE

Si dispone di una piscina della capacità di 585 m^3 e si vuole utilizzare uno scambiatore di calore con fascio tubiero in rame del diametro di 28 mm per il riscaldamento dell'acqua da 13°C a 22°C .

I dati dell'impianto sono i seguenti:

- temperatura fluido del primario in entrata 85°C ;
- temperatura fluido del primario in uscita 70°C ;
- temperatura entrata acqua 13°C ;
- temperatura uscita acqua 22°C ;
- le dispersioni di calore della piscina sono di 50000 kcal/h ;
- riscaldamento a gasolio con potere calorifero inferiore $P_{ci} = 42000 \text{ kJ/kg}$;
- rendimento complessivo dell'impianto $\eta = 0,7$;
- utilizzo 6 ore al giorno;
- costo gasolio $1,471 \text{ €/litro}$;
- costo energia elettrica $0,18 \text{ €/kWh}$.

1. Dimensionare il fascio tubiero.
2. Eseguire il disegno schematico dell'impianto.
3. Tracciare il grafico dell'andamento della temperatura in funzione del tempo.
4. Eseguire il raffronto economico nell'ipotesi di installazione di una pompa di calore con fattore di moltiplicazione termica $\varepsilon = 5,5$.

Soluzione punto 1- Dimensionamento fascio tubiero

Il fascio tubiero è costituito da un unico tubo ripiegato, quindi il dimensionamento consiste nel determinare la lunghezza del tubo stesso.

Il calore fluisce dalla superficie esterna del tubo verso il fluido, in questo caso l'acqua, che lo circonda. Il calcolo quindi si sviluppa eguagliando il calore emesso dal fluido nell'unità di tempo (flusso termico q) al calore richiesto dalla massa d'acqua della piscina, che lambisce il fascio tubiero attraversando lo scambiatore. Il fluido caldo produce un flusso termico:

$$q_1 = K \cdot A \cdot \Delta T_m \text{ [W]}$$

In cui:

- K è il coefficiente globale di scambio; $K = 550 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- A è la superficie esterna della tubazione di rame con diametro d_{est} e lunghezza totale L ; $A = \pi \cdot d_{est} \cdot L \text{ [m}^2\text{]}$;
- ΔT_m è il salto termico che subisce il fluido primario nello scambiatore.

L'acqua della piscina richiede un flusso termico:

$$q_2 = m_s \cdot c_s \cdot \Delta t \quad [\text{W}]$$

In cui:

- m_s è la portata massica in [kg/s];
 $m_s = \text{massa acqua piscina} / \text{tempo} = 585000 / (3600 \cdot 6) = 27 \text{ [kg/s]}$;
- c_s è il calore specifico dell'acqua; $c_s = 4180 \text{ [J/kg K]}$;
- Δt è la variazione della temperatura dell'acqua nello scambiatore;
 $\Delta t = 22 - 13 = 9 \text{ [K]}$

Quindi:

$$q_2 = 27 \times 4180 \times 9 = 1015392 \text{ [W]}$$

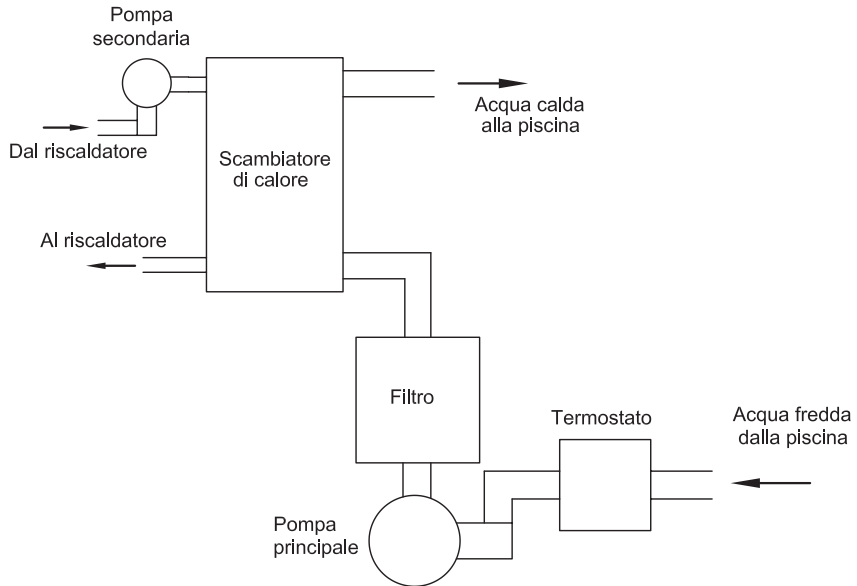
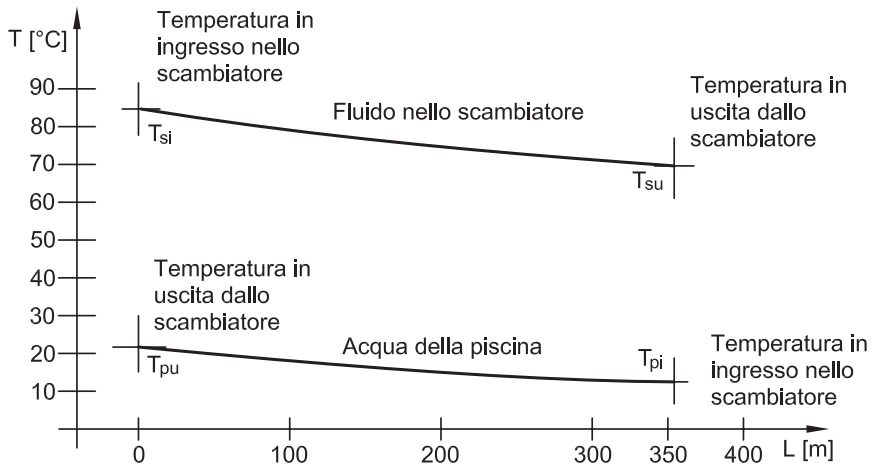
Conoscendo ora il flusso termico richiesto q_1 , che è pari a quello ceduto dal fluido caldo q_2 , si può calcolare la variazione di temperatura media ΔT_m del fluido primario scambiatore ipotizzando il flusso in controcorrente, considerando la *Figura 1*, si calcola:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{si} - T_{pu}) - (T_{su} - T_{pi})}{\ln \frac{(T_{si} - T_{pu})}{(T_{su} - T_{pi})}} = \frac{(85 - 22) - (70 - 13)}{\ln \frac{(85 - 22)}{(70 - 13)}} = 59,94 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Allora la lunghezza L del tubo vale:

$$L = \frac{q_2}{K \cdot \pi \cdot d_{est} \cdot \Delta T_m} = \frac{1015392}{550 \pi 0,02859,94} = 352,3 \text{ [m]}$$

Si assume una lunghezza della tubazione $L = 355 \text{ m}$

Soluzione punto 2**Figura 1** – Schema dell'impianto.**Soluzione punto 3****Figura 2** – Temperature nello scambiatore.

Soluzione punto 4**a) Consumo di gasolio per un utilizzo di 6 ore/giorno**

L'energia richiesta per riscaldare l'acqua della piscina, tenendo conto della dispersione di calore, vale:

$$Q_{tot} = Q_{acqua} + Q_{disperso}$$

In cui:

$$Q_{acqua} = m_{acqua} \cdot c_s \cdot \Delta t_{acqua} = 585000 \times 4,18 \times 9 = 22007700 \text{ [KJ]}$$

Il calore disperso in 6 ore vale:

$$Q_{disperso} = 50000 \times 4,18 \times 6 = 1254000 \text{ [KJ]}$$

Da cui :

$$Q_{tot} = 22007700 + 1254000 = 23261700 \text{ [KJ]}$$

e la potenza termica N_t :

$$N_t = \frac{Q_{tot}}{\text{tempo}} = \frac{23261700}{6 \times 3600} = 1077 \text{ [W]}$$

Per ottenere ogni giorno questo calore Q_{tot} , utilizzando gasolio occorre la massa m_g :

$$m_g = \frac{Q_{tot}}{P_{ci} \cdot \eta} = \frac{23261700}{42000 \times 0,7} = 791,3 \text{ [kg]} \text{ corrispondenti a 930 litri.}$$

b) Raffronto economico

Per stabilire il costo del riscaldamento dell'acqua della piscina bruciando gasolio, si ipotizza il costo attuale di 1,417 [€/litro], quindi il costo giornaliero sarà:

$$C_{gasolio} = 930 \times 1,417 = 1317,8 \text{ [€/giorno]}$$

In alternativa il riscaldamento dell'acqua si può effettuare con una pompa di calore (*Manuale di Meccanica, pagg. Q-23-39*). L'efficienza del ciclo della pompa di calore è indicata dal valore ε = fattore di moltiplicazione termica (co-

efficient of performance, COP); indicando con E_e l'energia elettrica necessaria, si ricava:

$$\varepsilon = \frac{Q_{tot}}{E_e}$$

Da cui l'energia necessaria:

$$E_e = \frac{Q_{tot}}{\varepsilon} = \frac{23261700}{5,5} = 4229400 \text{ [KJ]}$$

Poiché 1 KJ = 1/ 3600 [kWh], si può scrivere:

$$E_e = \frac{4229400}{3600} = 1174,9 \text{ [kWh]}$$

Al costo attuale di 1 kWh = 0,18 €, il costo di funzionamento dell'impianto della piscina per 6 ore giornaliere con pompa di calore è pari a:

$$C_{pompa} = 1174,9 \times 0,18 = 211,472 \text{ €/giorno.}$$

Dal che si evince che il riscaldamento con pompa di calore è di gran lunga più conveniente.

