



Università degli Studi di Trieste

Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Esercitazioni

Elaborato per il corso di Impianti Meccanici 2

Titolare: prof. Ing. Marco BOSCOLO

Studente: Simone Spangaro

Anno Accademico 2012/2013

Sommario

1. Dimensionamento di un carroponete.....	6
1.1. Obiettivo.....	6
1.2. Parametri di progetto.....	6
1.3. Dimensionamento.....	6
2. Dimensionamento di un trasportatore a nastro.....	22
2.1. Obiettivo.....	22
2.2. Parametri di progetto.....	22
2.3. Dimensionamento.....	22
2.3.1. Determinazione di larghezza e velocità.....	22
2.3.2. Calcolo della potenza meccanica necessaria alla movimentazione e scelta del motore	24
2.3.3. Scelta del nastro e del contrappeso.....	28
2.3.4. Determinazione del rapporto di trasmissione τ e del momento agli alberi.....	31
3. Dimensionamento di un elevatore a tazze verticale.....	32
3.1. Obiettivo.....	32
3.2. Parametri di progetto.....	32
3.3. Dimensionamento.....	32
3.3.1. Determinazione della velocità e della capacità delle tazze.....	32
3.3.2. Scelta della catena e della puleggia motrice.....	34
3.3.3. Calcolo della potenza meccanica necessaria alla movimentazione e scelta del motore	35
3.3.4. Determinazione del rapporto di trasmissione τ e del movimento degli alberi.....	37
4. Dimensionamento di un trasportatore a coclea.....	39
4.1. Obiettivo.....	39
4.2. Parametri di progetto.....	39

4.3.	Dimensionamento	39
4.3.1.	Determinazione del passo, del diametro e del numero di giri	39
4.3.2.	Calcolo della potenza meccanica necessaria alla movimentazione e scelta del motore 40	
4.3.3.	Determinazione del rapporto di trasmissione τ e del momento agli alberi.....	42
4.3.4.	Considerazioni sull'albero e spinta sul cuscinetto reggispinta	42
5.	Dimensionamento di un trasporto pneumatico	44
5.1.	Obiettivo.....	44
5.2.	Parametri del progetto.....	44
5.3.	Dimensionamento	45
5.3.1.	Determinazione della portata d'aria necessaria alla movimentazione	45
5.3.2.	Determinazione del diametro delle tubazioni e calcolo della velocità effettiva	46
5.3.3.	Scelta del ventilatore	51
6.	Dimensionamento di un rivestimento antistillicidio di una tubazione.....	53
6.1.	Obiettivo.....	53
6.2.	Dati di progetto	53
6.3.	Dimensionamento	54
7.	Rivestimento anticongelamento tubi	56
7.1.	Obiettivo.....	56
7.2.	Dati di progetto	56
7.3.	Dimensionamento	57
8.	Rivestimento coibente tubi.....	59
8.1.	Obiettivo.....	59
8.2.	Dati di progetto	59
8.3.	Dimensionamento	60
9.	Dimensionamento della rete	62

9.1. Obiettivo.....	62
9.2. Dati di progetto	62
9.3. Dimensionamento	63
9.3.1. Dimensionamento rete acqua potabile	63
9.3.2. Dimensionamento rete antincendio.....	71
9.3.3. Dimensionamento vasca interrata.....	72

1. Dimensionamento di un carro ponte

1.1. Obiettivo

Obiettivo finale di questo lavoro è il dimensionamento di massima di un carro ponte monotrave a partire da parametri di progetto predeterminati con l'utilizzo di paranchi, carrello porta paranco e testate motorizzate esistenti in commercio.

1.2. Parametri di progetto

- Portata: $P= 5(t)$
- Interasse rotaie: $L= 10(m)$
- Velocità di sollevamento: $v_s= 8/2.6 (m/min)$
- Velocità di traslazione carrello: $v_c = 16/4 (m/min)$
- Velocità di traslazione testate: $v_p= 12,5/3,2 (m/min)$
- Corsa gancio: 8m
- Comando da pulsantiera a terra
- Classe carro ponte: M5(2m)
- Servizio interno

1.3. Dimensionamento

Scelta paranco e carrello

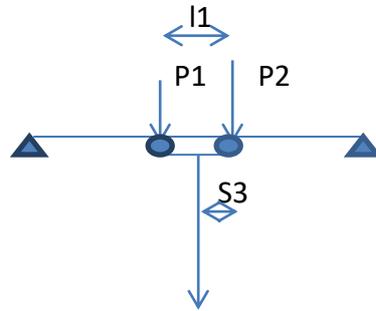
Scegliamo il paranco tipo 32L2CLW come mostrato in tabella 1.1, in cui:

- 3 = grandezza
- 2 = tiri di fune
- L = tipo riduttore (lento)
- 2 = classe 2m (M5)
- C = lunghezza tamburo (corto)
- L = sigla portata (5000 kg)
- W = numero di velocità del paranco (2).

Abbinato al carrello tipo DS2BD, in cui:

- DS = monotrave sospeso
- 2 = grandezza
- B = ingombro (ridotto)
- G = velocità del carrello (16/4 m/min)

Calcolo delle reazioni trasmesse dal carrello alla trave



P + peso carrello

Figura 1.1: Schema delle forze trasmesse alla trave ponte dal carrello portante il paranco

Si calcolano le reazioni trasmesse dal paranco alla trave ponte considerando la portata massima, il peso del paranco e le sue dimensioni con le formule di scienza delle costruzioni (vedi figura 1.1 e tabella 1.3 per le dimensioni)

$$P1 + P2 = P + 740 \text{ (peso carrello-paranco)}$$

$$\frac{740 \cdot l1}{2} + P \cdot S3 = P1 \cdot l1$$

$$P1 = 1453,3 \text{ kg}$$

$$P2 = 4286,7 \text{ kg}$$

Caratteristiche e dati tecnici																
Portata (kg)	Gruppo FEM del paranco	Vita e servizio riduttori/motori ⁽¹⁾	Tipo DRH	Dati caratteristici dei paranchi elettrici a fune DRH				Corsa gancio (m) con tamburo ⁽²⁾ (³)					Fune ⁽²⁾		Tipo di carrello abbinato al paranco	
				Velocità a 50 Hz (m/min.)		Potenza motore (kW)		C	N	L	X1	X2	N° tiri	Ø/Tipo (mm)	DST - N/R	bitrave DRT
5000	1Am	2m	24L1•L	4	4/1,3	5	5/1,65	5	7	10	14	18	4/1	9M (9A)	2	1
	1Bm	1Bm	24V0•L	6	6/2	5,5	5,5/1,8	5	7	10	14	18	4/1	9M (9A)	2	1
	2m	2m	24L2•L	4	4/1,3	5	5/1,65	5	7	10	14	18	4/1	9M (9A)	2	1
	3m	5m	34L3•L	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	12M (12A)	3	2
	2m	3m	34V2•L	6	6/2	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2
	3m	3m	34V3•L	6	6/2	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	12M (12A)	3	2
	1Am	2m	32L1•L	8	8/2,6	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	13M (13A)	2	2
	2m	2m	32L2•L	8	8/2,6	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	13M (13A)	2	2
	3m	4m	42L3•L	8	8/2,6	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	15M (15A)	3	3
	2m	2m	42V2•L	12	12/4	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16B (16B)	3	3

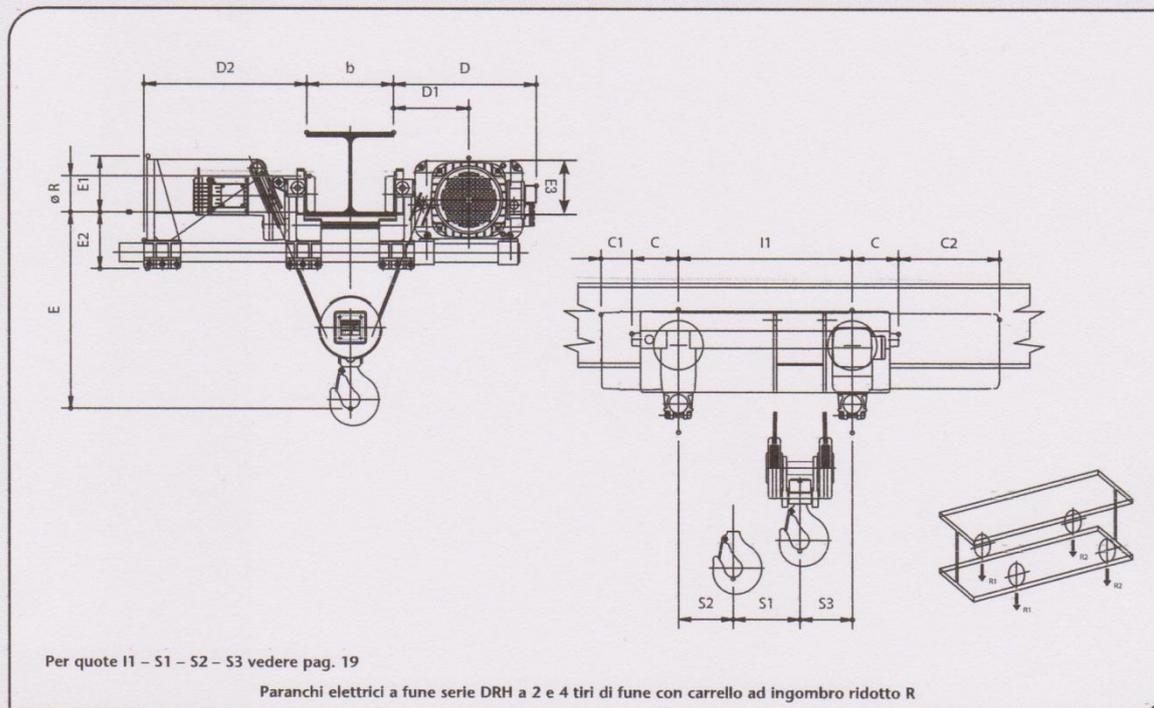
Tabella 1.1: Dati tecnici e caratteristiche dei paranchi elettrici da 5000 kg di portata



Designazione profilo <i>h</i> mm	<i>b</i> mm	<i>s_a</i> mm	<i>e</i> mm	Sezione cm ²	Peso kg/m	Valori statici relativi agli assi <i>xx-yy</i>					
						<i>J_x</i> cm ⁴	<i>J_y</i> cm ⁴	<i>W_x</i> cm ³	<i>W_y</i> cm ³	<i>i_x</i> cm	<i>i_y</i> cm
<i>IPE 80</i>	46	3,8*	5,2	7,64	6,0	80,1	8,49	20,0	3,69	3,24	1,05
<i>IPE 100</i>	55	4,1	5,7	10,30	8,1	171,0	15,90	34,2	5,79	4,07	1,24
<i>IPE 120</i>	64	4,4	6,3	13,20	10,4	318,0	27,70	53,0	8,65	4,90	1,45
<i>IPE 140</i>	73	4,7	6,9	16,40	12,9	541,0	44,90	77,3	12,30	5,74	1,65
<i>IPE 160</i>	82	5,0	7,4	20,10	15,8	869,0	68,30	109,0	16,70	6,58	1,84
<i>IPE 180</i>	91	5,3	8,0	23,90	18,8	1317,0	101,00	146,0	22,20	7,42	2,05
<i>IPE 200</i>	100	5,6	8,5	28,50	22,4	1943,0	142,00	194,0	28,50	8,26	2,24
<i>IPE 220</i>	110	5,9	9,2	33,40	26,2	2772,0	205,00	252,0	37,30	9,11	2,48
<i>IPE 240</i>	120	6,2	9,8	39,10	30,7	3892,0	284,00	324,0	47,30	9,97	2,69
<i>IPE 270</i>	135	6,6	10,2	45,90	36,1	5790,0	420,00	429,0	62,20	11,20	3,02
<i>IPE 300</i>	150	7,1	10,7	53,80	42,2	8356,0	604,00	557,0	80,50	12,50	3,35
<i>IPE 330</i>	160	7,5	11,5	62,60	49,1	11770,0	788,00	713,0	98,50	13,70	3,55
<i>IPE 360</i>	170	8,0	12,7	72,70	57,1	16270,0	1043,00	904,0	123,00	15,00	3,79
<i>IPE 400</i>	180	8,6	13,5	84,50	66,3	23130,0	1318,00	1160,0	146,00	16,50	3,95
<i>IPE 450</i>	190	9,4	14,6	98,80	77,6	33740,0	1676,00	1500,0	176,00	18,50	4,12
<i>IPE 500</i>	200	10,2	16,0	116,00	90,7	48200,0	2142,00	1930,0	214,00	20,40	4,31
<i>IPE 550</i>	210	11,1	17,2	134,00	106,0	67120,0	2668,00	2440,0	254,00	22,30	4,45
<i>IPE 600</i>	220	12,0	19,0	156,00	122,0	92080,0	3387,00	3070,0	308,00	24,30	4,66

Tabella 1.2: Caratteristiche geometriche, peso lineare e denominazione delle travi IPE

**Carrelli monotrave DST/R per paranchi elettrici a fune DRH – Versione a 2 tiri (2/1) ed a 4 tiri (4/1)
Reazioni sui vincoli vedi pag. 31**



Tiri N°	Tipo DRH	Carrello DST-R	Dimensioni di ingombro (mm)											Peso totale (kg) con tamburo tipo				
			D	D1	D2	E1	E1 tamburi (x1-x2)	E2	E3	ØR	C	C1	C2	C	N	L	X1	X2
2/1	1	1	440	230	540	140	143	180	145	100	140	115	340	260	270	280	360	390
	2	1	485	250	575	200	180	180	185	100	140	130	385	360	370	395	460	490
	3	2	605	315	655	317	295	195	395	125	160	45	545	740	770	870	1060	1160
	4	3	755	395	677	345	345	260	360	200	275	-55	580	1510	1550	1700	2120	2350
	⊙4	3	755	395	677	345	345	260	360	200	275	-55	740	1565	1605	1755	2175	2405
4/1	1	1	440	230	540	140	143	180	145	100	140	115	340	270	280	290	370	400
	2	2	495	265	560	195	175	195	180	125	160	110	365	415	425	450	530	560
	3	3	625	335	622	280	260	260	260	200	275	-70	430	985	1005	1115	1346	1446
	4	4	760	405	630	345	345	300	350	250	325	-105	530	1880	1930	2120	2540	2764
	⊙4	4	760	405	630	345	345	300	350	250	325	-105	690	1935	1985	2175	2595	2819

© Paranco DRH4 con motore cilindrico

Tiri di fune N°	Accostamento gancio E (mm) in relazione alla larghezza dell'ala trave b (mm) ed alla grandezza del paranco a fune DRH															
	b = 180 mm				b = 220 mm				b = 300 mm				b = 400 mm			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
2/1	630	640	680	830	670	680	680	830	770	780	780	880	890	900	900	1000
4/1	480	500	610	790	530	550	610	790	620	650	650	790	740	770	770	850

Tabella 1.3: Caratteristiche geometriche e dati tecnici dei carrelli monotrave per paranchi elettrici

Verifica della resistenza trave

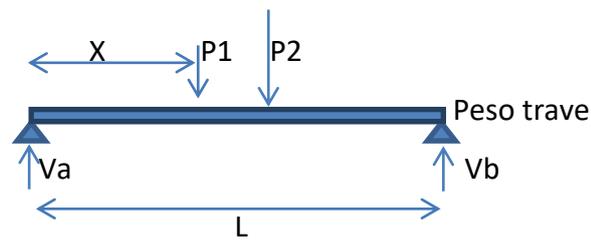


Figura 1.2: Schema delle forze trasmesse dalla trave ponte alle testate

Si prosegue calcolando il momento flettente massimo e le reazioni verticali massime (figura 1.2), variando la posizione del paranco sulla trave, moltiplicando le forze P1 e P2 trasmesse alla trave per il coefficiente Ψ che tiene conto delle sollecitazioni dinamiche e considerando il peso della trave, che - avendo scelto una IPE 500 - è di 90,7 kg/m (vedi tabella 1.2).

$$\Psi=1,15 \text{ (da manuale)}$$

Si calcola x che determina la condizione di massimo momento flettente

$$P1 \Psi x + P2 \Psi (x+l) = (P1+P2) \Psi \frac{L}{2}$$

$$X = 4,582 \text{ m}$$

Si calcola Va e Vb in questa posizione così da poter determinare il momento flettente massimo a cui è sottoposta la trave ponte

$$Va + Vb = P1 \Psi + P2 \Psi + 90,7 L$$

$$P1 \Psi x + P2 \Psi (x+l) + 90,7 \frac{L^2}{2} = Vb L$$

$$Va = 3724,6 \text{ kg}$$

$$Vb = 3774,4 \text{ kg}$$

Il momento flettente massimo è

$$Mf = 17131,4 \text{ kg m}$$

Si procede con il calcolo delle reazioni verticali Va e Vb massime per poter calcolare il massimo sforzo di taglio a cui è sottoposta la trave

$$Va + Vb = P1 \Psi + P2 \Psi + 90,7 L$$

$$P1 \Psi (C1+C) + P2 \Psi (C1+C2+I1) + 90,7 \frac{L^2}{2} = Vb L \text{ per } Va \text{ max}$$

$$P1 \Psi (L-C2-C-I1) + P2 \Psi (L-C2-C) + 90,7 \frac{L^2}{2} = Vb L \text{ per } Vb \text{ max}$$

$$Va \text{ max} = 6621,4 \text{ kg}$$

$$Vb \text{ max} = 6489,9 \text{ kg}$$

Sapendo il massimo valore del momento flettente e dello sforzo di taglio ($Va \text{ max}$), si verifica la resistenza della trave ed il valore della freccia massima maggiorando i carichi del coefficiente M relativo alla classe del carroponete (da manuale $M=1,11$) e si maggiorano i valori delle sollecitazioni del coefficiente 1,25 dovuto a forze eccezionali (urti e collaudo) prima di confrontarle con i valori ammissibili

$$\sigma = \frac{Mf M}{W_x} 1,25 = 120,7 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{Vb \text{ max } W_x}{2 S_a I_x} M 1,25 = 35,4 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_i = \sqrt{3\tau^2 + \sigma^2} = 135,4 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{amm} = 160 \text{ N/mm}^2$$

$$f = \frac{Mf L^2}{12 E I_x} M = 0,0132 \text{ m} < 1/750 L$$

Con

- W_x = modulo di resistenza della trave rispetto l'asse x da tabella 1.2
- I_x = momento d'inerzia della trave rispetto l'asse x da tabella 1.2
- S_a = spessore ala trave da tabella 1.2
- E = modulo elastico acciaio (220000 N/mm^2)

Non effettuiamo la verifica dei componenti del paranco e della potenza del motore di sollevamento perché sono garantite dal costruttore. Nel catalogo sono riportate anche le dimensioni del gancio (2,5 T), della puleggia (con fune da 13) e le caratteristiche del motore di sollevamento e di traslazione (vedi tabelle 1.4 e 1.5) Tabella 1.4 : Caratteristiche e dati tecnici di ganci e pulegge

Caratteristiche dei motori, dei fusibili e dei cavi di alimentazione

Paranco DRH	Motore Tipo	Poli	Gruppo FEM	Potenza installata (kW)	COS φ	I _a - (A) 400V - 50Hz	I _n - (A) 400V - 50Hz	Fusibili di linea (A) 400V - 50Hz	Sezione minima cavi di alimentazione 400V - (Δ U20V)	
									ϕ mm ²	L = m
1	112K4RH1/3	4	1Am	3	0.75	40	8	16	2.5	≤ 30
			2m							
			3m							
	112K5RH1/3	4/12	1Am	3/1	0.72/0.5	38/13	8/6.6	16	2.5	≤ 30
			2m							
			3m							
2	132K4RH2/3	4	1Am	5	0.75	58	12	20	4	≤ 30
			2m							
			3m							
	132K5RH2/3	4/12	1Am	5/1.65	0.78/0.5	50/17	12/10	20	4	≤ 30
			2m							
			3m							
3	160K4RH3/2	4	1Am	10	0.8	110	22	32	6	≤ 30
			2m							
			3m							
	160K5RH3/2	4/12	1Am	10/3.3	0.77/0.46	100/20	24/18	32	6	≤ 30
			2m							
			3m							
4	180K4RH4/2	4	1Am	16	0.82	175	34	63	10	≤ 20
			2m							
			3m							
	180K5RH4/2	4/12	1Am	16/5.3	0.78/0.42	170/55	38/30	63	10	≤ 20
			2m							
			3m							
4 Cilindrico	180C4RH4	4	1Am	24	0.88	330	48	80	16	≤ 20
			2m							
			3m							
	180C5RH4	4/12	1Am	24/7.8	0.88/0.5	330/80	48/32	80	16	≤ 20
			2m							
			3m							

Carrello DST DRT	Motore Tipo	Poli	Gruppo FEM	Potenza installata (kW)	COS φ	I _a - (A) 400V - 50Hz	I _n - (A) 400V - 50Hz
DST 1 DST 2 DRT 1	71K3P	2/8	1Am 2m 3m	0.32/0.07	0.7/0.55	3.8/1.2	1.0/0.8
	71C2P	2	1Am 2m 3m	0.32	0.72	6	1.0
	71C4P	4	1Am 2m 3m	0.16	0.5	4	1.0
DST 3 DRT 2	80K3P	2/8	1Am 2m 3m	0.5/0.12	0.85/0.6	5.5/1.6	1.3/1.1
	80K2P	2		0.50	0.8	5.6	1.3
	80K4P	4		0.25	0.65	3.3	0.9
DST 4 * DRT 3	80K3PL	2/8	1Am 2m 3m	0.63/0.15	0.82/0.57	6.8/1.9	1.6/1.3
	80K2PL	2		0.63	0.75	7.7	1.7
	80K4PL	4		0.32	0.65	3.9	1.1
** DRT 3 *** DRT 4	100K3P	2/8	1Am 2m 3m	1.25/0.31	0.84/0.6	16/3.6	3.1/1.8
	100K2P	2	1Am 2m 3m	1.25	0.83	16	2.9
	100K4P	4	1Am 2m 3m	0.63	0.8	8.5	1.7

- I carrelli DST versione snodato sono realizzati con doppio motoriduttore. Le potenze riportate in tabella devono quindi essere raddoppiate.

* Il carrello DRT 3 per paranchi DRH 4 a 6 tiri è realizzato con doppio motoriduttore di traslazione. Il carrello DRT 3 per paranchi DRH 3 a 8 tiri solo con telaio scart. 2240-2800 è realizzato con doppio motoriduttore. Le potenze riportate in tabella devono quindi essere raddoppiate.

** Il carrello DRT3 per paranchi DRH3 a 6 tiri (telaio scart. 1200-1400) e DRH3 a 8 tiri (telaio scart. 1400) è realizzato con singolo motoriduttore.

*** Il carrello DRT 4 per paranchi DRH 4 a 8 tiri è realizzato con doppio motoriduttore di traslazione. Le potenze riportate in tabella devono quindi essere raddoppiate.

Tabella 1.5: Caratteristiche dei motori, dei fusibili e dei cavi di alimentazione dei paranchi e dei carelli di

traslazione

Scelta testate

Si procede, poi, scegliendo le testate di scorrimento in esecuzione appoggiata con piastra di collegamento su rotaia quadrata standard .

Da catalogo (Tabelle 1.6-1.14)

- Testata tipo 1-125-1800 peso 82 kg
- Piastra A11 peso 8 kg
- Rotaia l 50 mm e b 48 mm
- Peso dei gruppi ruota motrici ($\phi=125$ mm)accoppiati con i motoriduttori (motore DGP 71K3C riduttore DGP 031) 36 kg
- Peso gruppi ruote folli 16 kg

Con questi dati si procede con il calcolo del peso complessivo del carro ponte e si verifica la resistenza delle ruote e la compatibilità del motore con la massa da traslare alla velocità di traslazione.

Peso totale singola testata $Q= 142$ kg

Reazioni verticali massime sulle ruote $R1 \max=R2 \max= \frac{V_a \max + Q}{2} = 3387,5$ kg $< R_{\max amm}$ (3670 kg)

Reazioni verticali minime sulle ruote $R1 \min=R2 \min= (V_a + V_b) - V_a \max + Q)/2= 518$ kg

Reazioni verticali medie $R1 \med=R2 \med= (2 R1 \max+ R1 \min)/3= 2431$ kg $< R_{\med amm}$ (3250 kg)

Massa totale da traslare $= (P+2Q + \text{peso trave ponte} + \text{peso carrello-paranco})= 6900$ kg $< \max$ massa traslabile (7400 kg)

Abbiamo così ottenuto tutti i dati geometrici del carro ponte, i dati relativi ai motori di traslazione (sia carrello che testata) e al motore di sollevamento con la sezione minima dei cavi atti a servirli (vedi tab 1.13-1.14).

Non effettuiamo la verifica della trave di testata, nè della potenza del motore di traslazione perché già garantite dal costruttore.

Limiti di impiego delle testate per gru a ponte MONOTRAVE in base a: Portata - Gruppo ISO/FEM - Scartamento																										
Portata (kg)	Gruppo ISO/FEM	Scartamento (m)																								
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25					
1000	M4/1Am																									
1000	M5/2m																									
1250	M4/1Am																									
1250	M5/2m																									
1600	M4/1Am																									
1600	M5/2m																									
2000	M4/1Am																									
2000	M5/2m																									
2500	M4/1Am																									
2500	M5/2m																									
3200	M4/1Am																									
3200	M5/2m																									
4000	M4/1Am																									
4000	M5/2m																									
5000	M4/1Am																									
5000	M5/2m																									
6300	M4/1Am																									
6300	M5/2m																									
8000	M4/1Am																									
8000	M5/2m																									
10000	M4/1Am																									
10000	M5/2m																									
12500	M4/1Am																									
12500	M5/2m																									
16000	M4/1Am																									
16000	M5/2m																									
20000	M4/1Am																									

Massa traslabile ammissibile dalle testate della gru a ponte MONOTRAVE [Massa traslabile (kg) = portata + peso gru + peso carrello/paranco]													
1 - 125			2 - 160			3 - 200			4 - 250			5 - 315	
1800	2400	3300	1800	2400	3300	2100	2700	3600	2100	2700	3600	3600 R	2400
8.400	7.400	11.100	9.800	9.800	9.800	15.800	14.800	14.800	22.000	24.400	19.000	24.800	28.600

Nota: limiti di impiego determinati utilizzando componenti Donati (paranco, carrello, ecc.) e trave in cassone dimensionata con freccia $f = \text{Scartamento} / 750$

Tabella 1.6: Limiti di impiego delle testate per gru a ponte monotrave in base a portata, classe e scartamento

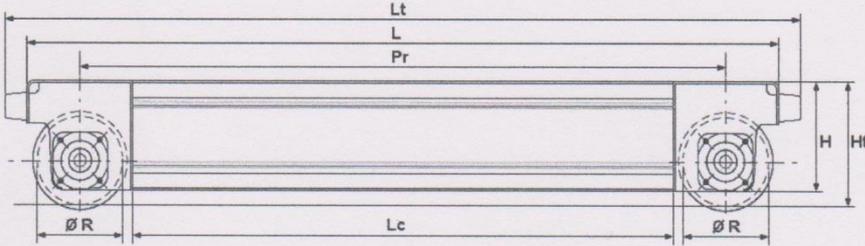
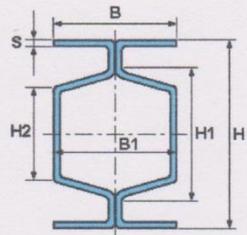
Caratteristiche geometriche di base delle testate di scorrimento per gru a ponte MONOTRAVE e BITRAVE																			
 <p>Assieme testata</p>												 <p>Sezione cassone tubolare</p>							
Testata tipo			Dati dimensionali della testata (mm)										Dati inerziali della sezione tubolare						
Grandezza "DGT"	Ruota		Lc	L	Lt	S	B	H	B1	H1	H2	Ht	Wt (cm³)	Jx (cm⁴)	Wx (cm³)	Jy (cm⁴)	Wy (cm³)	Area (cm²)	
	Ø R (mm)	Passo Pr (mm)																At	Ao
1	125	1800	1630	1970	2030	4					138	100	120.0	2423.0	220.0	889.0	111.0	17.6	24.8
		2400	2230	2570	2630	6	160	220	150		127	90	162.0	3450.0	313.0	1224.0	153.0	26.4	37.2
		3300	3130	3470	3530														

Tabella 1.7: Caratteristiche geometriche di base delle testate di scorrimento per gru a ponte

collegamento trave-testata in esecuzione "Appoggiata"

Sezione zona collegamento trave

Testata tipo	Codici coppia testate in relazione della larghezza max. (mm) dell'ala della trave ponte						(per le altre quote vedi pag. 7)			Peso (kg)				
	Ala max.	Quote		Coppia Testata	Ala max.	Quote		Coppia Testata	A		E	G		
1 - 125 - 1800	305	360	402	S118S1..	370	430	472	S118S2..	=	60	120	78	82	
1 - 125 - 2400				S124S1..				S124S2..						S124S3..
1 - 125 - 3300				S133S1..				S133S2..						S133S3..
2 - 160 - 1800	305	360	402	S218S1..	370	430	472	S218S2..	=	60	140	98	105	
2 - 160 - 2400				S224S1..				S224S2..						S224S3..
2 - 160 - 3300				S233S1..				S233S2..						S233S3..
3 - 200 - 2100	360	420	462	S321S1..	410	480	522	S321S2..	=	80	160	118	170	
3 - 200 - 2700				S327S1..				S327S2..						S327S3..
3 - 200 - 3600				S336S1..				S336S2..						S336S3..
4 - 250 - 2100	410	480	522	S421S1..	490	560	602	S421S2..	=	80	190	148	220	
4 - 250 - 2700				S427S1..				S427S2..						S427S3..
4 - 250 - 3600				S436S1..				S436S2..						S436S3..
4 - 250 - 3600 R				S437S1..				S437S2..						S437S3..
5 - 315 - 2400	410	500	542	S524S1..	490	580	622	S524S2..	=	100	220	178	340	

I codici parziali riportati sono riferiti alle coppie testate senza contropiastre. Nel caso di coppie testate con contropiastre, sostituire la lettera S, in quinta posizione, con la lettera A.

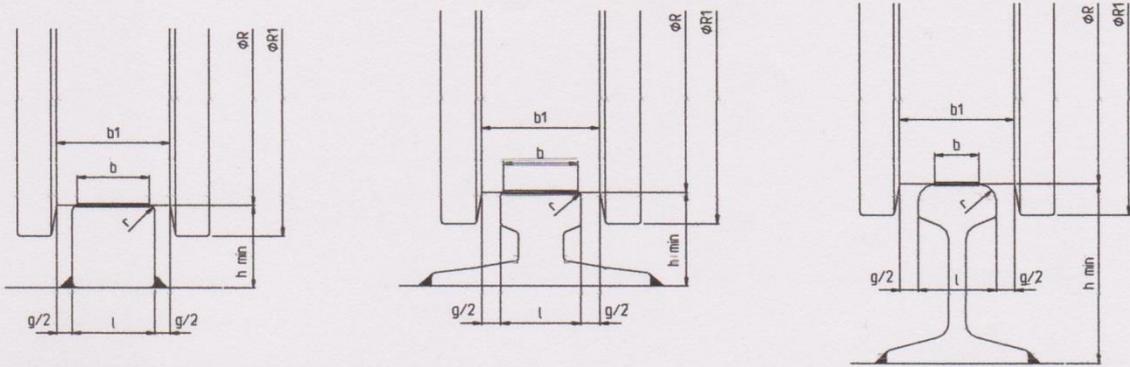
Tabella 1.8: Caratteristiche geometriche di base delle testate di scorrimento per gru a ponte

Caratteristiche geometriche delle piastre di collegamento "trave-testata" per gru a ponte MONOTRAVE e BITRAVE

Testata tipo	Larghezza max. trave L (mm)	Piastra ubicata lateralmente alla testata										Piastra appoggiata sulla testata							
		Grandezza "DGT"	Ø Ruota (mm)	Typo	Dimensioni (mm)						Peso (kg)	Typo	Dimensioni (mm)						Peso (kg)
1	125	305	L 11	420	360	220	18	165	20	12	8.6	A 11	402	440	360	160	120	78	8.0
		370	L 12	490	430							A 12	472	510	430				9.3
		450	L 13	570	510							A 13	552	590	510				10.8
2	160	305	L 21	420	360	250	20	190	20	12	9.7	A 21	402	440	360	180	140	98	9.0
		370	L 22	490	430							A 22	472	510	430				10.5
		450	L 23	570	510							A 23	552	590	510				12.2
3	200	360	L 31	500	420	290	22	225	25	15	16.8	A 31	462	500	420	200	160	118	11.5
		410	L 32	560	480							A 32	522	560	480				13.0
		500	L 33	640	560							A 33	602	640	560				14.7
4	250	410	L 41	560	480	335	26	270	25	15	21.8	A 41	522	560	480	230	190	148	14.8
		490	L 42	640	560							A 42	602	640	560				17.0
		565	L 43	720	640							A 43	682	720	640				19.2
5	315	410	L 51	600	500	385	30	305	32	20	35.0	A 51	542	580	500	260	220	178	17.4
		490	L 52	680	580							A 52	622	660	580				20.0
		615	L 53	810	710							A 53	752	790	710				23.8
6	400	410	L 61	600	500	440	36	350	32	20	40.5	A 61	542	580	500	290	250	208	19.5
		490	L 62	680	580							A 62	622	660	580				22.2
		615	L 63	810	710							A 63	752	790	710				26.6

Tabella 1.9: Caratteristiche geometriche delle piastre di collegamento "trave-testata"

Caratteristiche dei binari di scorrimento e massima fascia utile di contatto



Binario in laminato quadro UNI 6013 - DIN 1013
Binario in laminato piatto UNI 6014 - DIN 1017

Binario tipo Burbak - DIN 536

Binario tipo Vignole - UNI 3141

Caratteristiche della ruota			Binario (mm)				Tipologia del binario di scorrimento e massima fascia utile di contatto - b (mm)								
Tipo Ø ØR (mm)	Reazione massima Rx max. (kg)	Larghezza gola (mm)		larghezza b (mm)			Laminato quadro UNI 6013 - DIN 1013 Laminato piatto UNI 6014 - DIN 1017		Burbak - DIN 536			Vignole - UNI 3141			
		tipo	b1	max.	min.	min.	l	b = l - 2r	tipo	l	b = l - 2r	tipo	l	b = l - 4/3r	
125	3.670 36 kN	standard	50	40	35	30	40	38	=	=	=	=	=	=	
		massima	60	50	45	30	50	48	A 45	45	37	21 - 27	50	34	
		speciale	70	60	55	30	60	58	A 55	55	45	36	60	44	

Tabella 1.10: Caratteristiche dei binari di scorrimento e massima fascia utile di contatto

Limiti di impiego delle ruote in relazione alla fascia utile del binario ed alla velocità di scorrimento

- I diagrammi che seguono (pag. 19, 20 e 21) riportano le reazioni medie **R med.** (espresse in kg) **ammisibili** dalle ruote dell'**unità di scorrimento**, in funzione della velocità e della larghezza utile "b" del binario, di cui alla tabella a pagina 6.
- La corretta scelta della ruota si determina in base alla reazione media **R med. effettiva**, gravante sulla ruota stessa.

Tale valore risulta dalla seguente espressione:

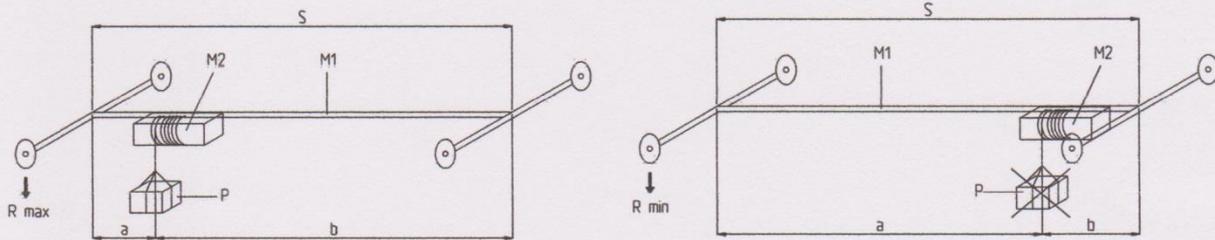
$$R \text{ med.} = \frac{2 \cdot R \text{ max.} + R \text{ min.}}{3}$$

dove **R max.** è la condizione di carico più sfavorevole, pari a:

$$R \text{ max.} = \frac{M1}{4} + \left(\frac{M2 + P}{2}\right) \cdot \left(1 - \frac{a}{S}\right)$$

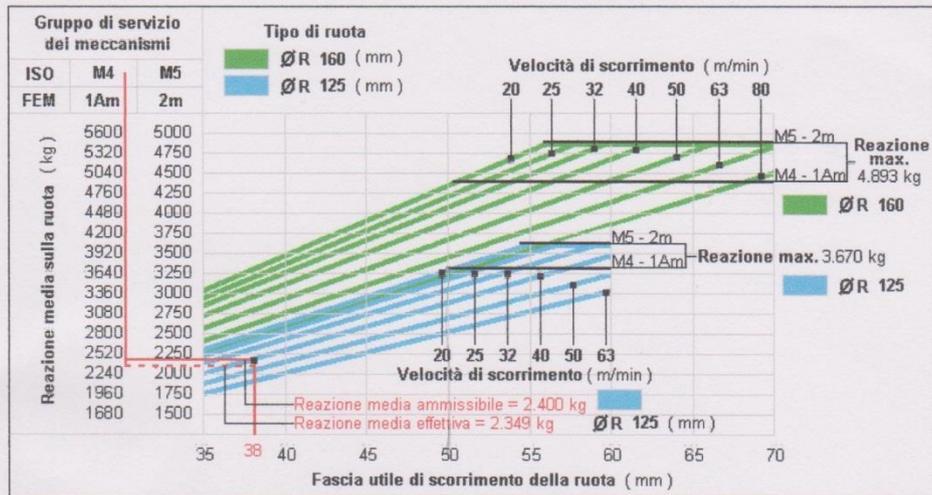
mentre la reazione minima **R min.** vale:

$$R \text{ min.} = \frac{M1}{4} + \frac{M2}{2} \cdot \frac{a}{S}$$



dove: **M1** = massa della gru, ovvero il suo peso proprio, espresso in kg
M2 = massa del paranco/carrello, ovvero il loro peso proprio, espresso in kg
P = portata nominale della gru, espresso in kg

Reazioni medie ammissibili dalle ruote Ø 125 e 160, in relazione alla fascia utile ed alla velocità di scorrimento



Esempio di verifica dell'idoneità della ruota Ø 125 (di cui al 1° esempio a pag. 30)

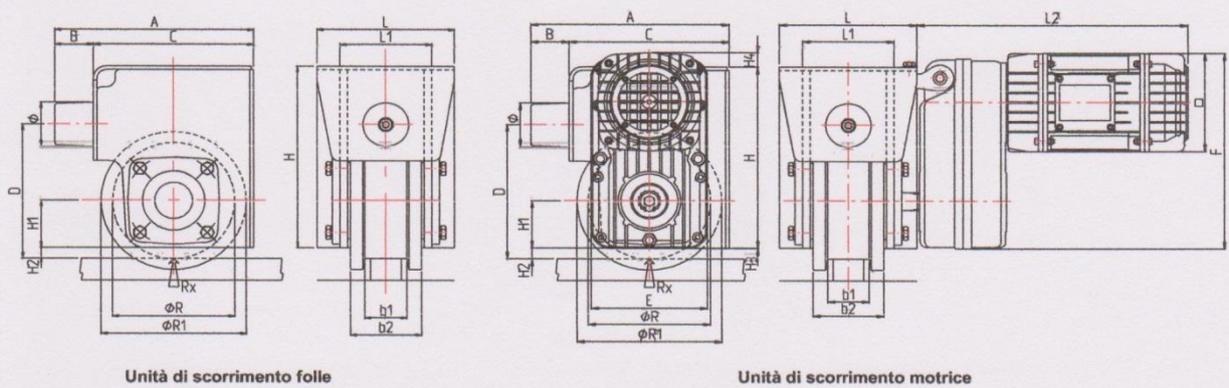
Dati di calcolo:

- Fascia utile binario: $b = 38 \text{ mm}$
- Velocità di scorrimento: $40/10 \text{ m/min}$;
- Gruppo di servizio: ISO M4 (FEM 1Am)
- Reazione media effettiva: $R \text{ med.} = 2.349 \text{ kg}$
- Reazione massima effettiva: $R \text{ max. eff.} = 3.203 \text{ kg}$

la reazione media ammissibile è $= 2.400 \text{ kg} >$ della reazione media effettiva di 2.349 kg , cui la ruota è assoggettata.
 La reazione massima ammissibile è $= 3.670 \text{ kg} >$ della reazione massima effettiva di 3.203 kg

Tabella 1.11: grafico per determinare le reazioni ammissibili dalle ruote

Dimensioni di ingombro dei gruppi ruota in base all'abbinamento con i relativi motoriduttori pendolari



caratteristiche ruota			ingombri gruppo ruota (mm)													grandezza		ingombri motoriduttore (mm)					
tipo Ø	Rx max. (kg)	larghezza della gola	b1	b2	L1	L	Ø R1	A	B	C	D	Ø	H	H1	H2	Riduttore	Motore	L2	□	E	F	H3	H4
125	3.670 36 kN	standard	50	80	100											0	71	325	135	138	223	0	3
		massima	60			160	150	200	30	170	145	50	220	55	7.5	1	71	355	135	152	270	10.5	39.5
		speciale	70	90	110											1	80	375	150	152	278	10.5	47.5
160	4.893 48 kN	standard	55	93	120											0	71	325	135	138	223	-10	-17
		massima	65			180	190	260	50	210	185	60	250	65	15	1	71	355	135	152	270	0.5	19.5
		speciale	80	105	130											1	80	375	150	152	278	0.5	27.5
200	7.340 72 kN	standard	60	100	135											1	71	345	135	152	270	-9.5	-10.5
		massima	70			200	230	325	65	260	230	80	290	75	25	1	80	365	150	152	278	-9.5	-2.5
		speciale	90	120	145											2	80	390	150	227	357	26	41
250	10.805 106 kN	standard	70	110	149											1	71	345	135	152	270	-24.5	-40.5
		massima	80			230	280	375	65	310	275	80	335	90	35	1	80	365	150	152	278	-24.5	-32.5
		speciale	100	135	165											2	80	390	150	227	357	11	11
315	14.679 144 kN	standard	75	120	159											2	80	370	150	227	357	-4	-24
		massima	85			260	350	470	80	390	335	100	385	105	52.5	2	100	405	190	227	376	-4	-5
		speciale	110	150	180											3	112	500	225	265	456	15	56
400	18.960 186 kN	standard	85	135	170											2	80	365	150	227	357	-44	-39
		massima	95			290	440	570	100	470	385	125	440	145	55	2	100	400	190	227	376	-44	-20
400 R	30.580 300 kN	speciale	115	155	190											3	112	500	225	265	456	-25	41

- Le quote L2 in rosso si riferiscono alle ruote in esecuzione con gola "standard" e "massima".
- Per ruote Ø 315 e Ø 400 con gola della ruota in esecuzione "speciale", la quota L2 aumenta di 10 mm, rispetto ai valori riportati in tabella

Tipologie e rapporti di riduzione dei riduttori pendolari "DGP"

Riduttori pendolari "DGP"		a 3 stadi (coppie) di riduzione				a 2 stadi (coppie) di riduzione			
Grandezza 0	Tipo	031	032	033	034	021	022	023	024
	Rapporto di riduzione	87.85	70.35	57.61	45.20	34.49	28.10	23.46	18.94
Grandezza 1	Tipo	131	132	133	134	121	122	123	124
	Rapporto di riduzione	89.45	69.98	56.35	44.35	35.10	28.87	22.77	18.50
Grandezza 2	Tipo	231	232	233	234	221	222	223	224
	Rapporto di riduzione	140.65	109.45	88.10	72.57	55.42	43.24	35.66	29.50
Grandezza 3	Tipo	331	332	333	334	=			
	Rapporto di riduzione	88.67	70.36	56.65	44.33				

- Chiave di lettura del tipo di riduttore:
Esempio: riduttore 132 dove
- 1 = riduttore grandezza 1
- 3 = N° degli stadi (coppie) di riduzione
- 2 = rapporto di riduzione 69.98

Tabella 1.12: Caratteristiche tecniche e geometriche dei gruppi ruota

Caratteristiche e codici dei motori autofrenanti abbinabili ai riduttori pendolari "DGP"

Grandezza motore	Tipo	Poli (n°)	N° Giri (g/min)	Potenza (kW)	Coppia (Nm)	Ia (A)	In (A)	cos φ	Codice Motore
71 serie M 20	71K8C	8	645	0.08	1.09	1.20	0.90	0.45	M21AP80050
	71K4CA	4	1370	0.16	1.09	2.20	0.80	0.55	M21AP40050
	71K4CB	4	1370	0.20	1.36	2.70	1.00	0.55	M21AP40051
	71K2CA	2	2740	0.32	1.09	3.60	1.00	0.75	M21AP20050
	71K2CB	2	2700	0.40	1.36	4.50	1.30	0.70	M21AP20051
	71K2L	2	2740	0.50	1.70	5.20	1.30	0.72	M21AP21050
	71K3C	2/8	2760/650	0.32/0.07	1.09	3.60/1.10	1.00/0.80	0.70/0.55	M21AP30050
71K3L	2/8	2760/630	0.40/0.09	1.36	4.40/1.20	1.20/0.90	0.75/0.60	M21AP30051	
80 serie M 30	80K8C	8	660	0.12	1.70	2.00	1.20	0.45	M31AP80050
	80K8L	8	630	0.16	2.18	2.20	1.30	0.48	M31AP80051
	80K4CA	4	1360	0.25	1.70	3.10	0.90	0.65	M31AP40050
	80K4CB	4	1370	0.32	2.18	3.90	1.10	0.65	M31AP40051
	80K2CA	2	2740	0.50	1.70	5.80	1.30	0.80	M31AP20050
	80K2CB	2	2750	0.63	2.18	7.70	1.70	0.75	M31AP20051
	80K2L	2	2770	0.80	2.73	9.70	1.90	0.80	M31AP21050
	80K3C	2/8	2740/650	0.50/0.12	1.70	5.20/1.60	1.30/1.10	0.85/0.60	M31AP30050
80K3L	2/8	2760/650	0.63/0.15	2.18	6.70/1.90	1.60/1.30	0.82/0.57	M31AP30051	
100 serie M 50	100K8C	8	680	0.32	4.36	4.60	1.7	0.50	M51AP80050
	100K8L	8	670	0.40	5.46	5.40	2.50	0.45	M51AP80051
	100K4CA	4	1390	0.63	4.36	8.50	1.70	0.70	M51AP40050
	100K4CB	4	1390	0.80	5.46	8.90	2.00	0.80	M51AP40051
	100K2CA	2	2820	1.25	4.36	16.50	2.90	0.83	M51AP20050
	100K2CB	2	2800	1.60	5.46	21.00	3.70	0.80	M51AP20051
	100K2L	2	2780	2.00	6.82	23.00	4.30	0.86	M51AP21050
	100K3C	2/8	2820/680	1.25/0.31	4.36	15.70/3.60	3.10/1.80	0.84/0.60	M51AP30050
100K3L	2/8	2790/660	1.60/0.39	5.46	21.00/4.00	3.50/2.30	0.86/0.60	M51AP30051	
112 serie M 60	112K8L	8	690	0.63	8.72	8.60	3.40	0.50	M61AP80050
	112K4C	4	1430	1.25	8.72	20.50	3.60	0.65	M61AP40050
	112K2L	2	2800	3.20	10.92	39.00	6.50	0.88	M61AP21050
	112K3L	2/8	2850/690	2.50/0.62	8.72	33.00/7.30	5.60/3.40	0.85/0.50	M61AP30050

Le caratteristiche dei motori autofrenanti sono relative al gruppo di servizio M4 (1Am) – RI 40% – Tensione di alimentazione 400 V

Codici dei gruppi ruota motrici "DGT" predisposti per l'accoppiamento con i riduttori pendolari "DGP"

Riduttori pendolari "DGP"	Gruppo ruota motrice "DGT" Ø (mm)						
	125	160	200	250	315	400	400 R
grandezza 0	DGT1A0M10	DGT2A0M10	=	=	=	=	=
grandezza 1	DGT1A0M30	DGT2A0M30	DGT3A0M10	DGT4A0M12	=	=	=
grandezza 2	=	=	DGT3A0M30	DGT4A0M32	DGT5A0M12 (dx) DGT5A0M22 (sx)	DGT6A0M12 (dx) DGT6A0M22 (sx)	DGT6A0M62 (dx) DGT6A0M72 (sx)
grandezza 3	=	=	=	=	DGT5A0M32 (dx) DGT5A0M42 (sx)	DGT6A0M32 (dx) DGT6A0M42 (sx)	DGT6A0M82 (dx) DGT6A0M92 (sx)

- La configurazione (dx) = destro e (sx) = sinistro, dei gruppi ruota Ø 315 e Ø 400, si riferisce al posizionamento del braccio di reazione saldato
- I codici si riferiscono alle ruote motrici con larghezza della gola standard. Nel caso di ruote con gole diverse, nel codice sostituire la lettera **M** con la lettera **P** per ruote con gola di larghezza massima o **S** per ruote con gola speciale

Pesi max. dei gruppi ruota motrici "DGT" accoppiati con i motoriduttori pendolari "DGP"

Gruppo ruota motrice "DGT" Ø (mm)		125	160	200	250	315	400	400 R
Motoriduttori pendolari "DGP"	Riduttori "DGP" grandezza 0	Motori "DGP" grandezza 71	max. 32 kg	max. 40 kg	=	=	=	=
	Riduttori "DGP" grandezza 1		max. 36 kg	max. 44 kg	max. 54 kg	max. 73 kg	=	=
	Riduttori "DGP" grandezza 2	Motori "DGP" grandezza 80	max. 38 kg	max. 48 kg	max. 58 kg	max. 75 kg	=	=
		Motori "DGP" grandezza 100	=	=	max. 75 kg	max. 94 kg	max. 125 kg	max. 197 kg
Riduttori "DGP" grandezza 3	Motori "DGP" grandezza 112	=	=	=	=	max. 172 kg	max. 236 kg	max. 236 kg

Codici e pesi dei gruppi ruota folle "DGT"

Gruppo ruota folle "DGT" Ø (mm)	125	160	200	250	315	400	400 R
Codice	DGT1A0M00	DGT2A0M00	DGT3A0M00	DGT4A0M00	DGT5A0M00	DGT6A0M00	DGT6A0M50
Peso (kg)	15.5	23.5	37.5	57.0	88.0	152.0	152.0

- I codici si riferiscono alle ruote folle con larghezza della gola standard. Nel caso di ruote con gole diverse, nel codice sostituire la lettera **M** con la lettera **P** per ruote con gola di larghezza massima o **S** per ruote con gola speciale

Tabella 1.13: Caratteristiche tecniche dei motori di traslazione delle testate

MASSE TRASLABILI, A **2** VELOCITÀ, IN BASE ALL'ABBINAMENTO TRA I COMPONENTI

Velocità nominale (m/min)	Massa traslabile (kg)		Gruppo ruota "DGT" Ø (mm)	Motoriduttore "DGP"		Dati motori autofrenanti		Codici dei componenti			
	Gruppo di servizio ISO (FEM) M4 (1Am)	M5 (2m)		Riduttore Tipo	Motore Tipo	Poli (N°)	Potenza (kW)	Gruppo ruota motrice "DGT"	Motoriduttore "DGP"		
12.5/3.2	7.400	7.400	125	031	71K3C	2/8	0.32/0.07	DGT1A0M10	P0M2B13AA0		
	7.400	7.400			71K2L	2 con inverter	0.50		P0M2B11KA0		
	14.700	14.700	200	231	80K3C	2/8	0.50/0.12	DGT3A0M30	P2M3B13AA0		
16/4	7.400	6.656	125	032	71K3C	2/8	0.32/0.07	DGT1A0M10	P0M2B23AA0		
	7.400	6.656			71K2L	2 con inverter	0.50		P0M2B21KA0		
	9.800	8.000	160	031	71K3C	2/8	0.32/0.07	DGT2A0M10	P0M2B13AA0		
	9.800	8.000			71K3L	2/8	0.40/0.09		P1M2B13KA0		
	14.700	14.700	200	232	80K3C	2/8	0.50/0.12	DGT3A0M30	P2M3B23AA0		
	21.600	17.200			80K3C	2/8	0.50/0.12		P2M3B13AA0		
21.600	21.600	250	231	80K3L	2/8	0.63/0.15	DGT4A0M32	P2M3B13KA0			
20/5	6.720	5.376	125	033	71K3C	2/8	0.32/0.07	DGT1A0M10	P0M2B33AA0		
	7.400	6.720			71K3L	2/8	0.40/0.09		P0M2B33KA0		
	7.400	6.720			71K2L	2 con inverter	0.50		P0M2B31KA0		
	8.000	6.400	160	032	71K3C	2/8	0.32/0.07	DGT2A0M10	P0M2B23AA0		
	9.800	8.000			71K3L	2/8	0.40/0.09		P0M2B23KA0		
	9.800	8.000			71K2L	2 con inverter	0.50		P1M2B21KA0		
	9.600	7.600	200	131	71K3C	2/8	0.32/0.07	DGT3A0M10	P1M2B13AA0		
	12.000	9.600			71K3L	2/8	0.40/0.09		P1M2B13KA0		
	14.700	12.000			71K2L	2 con inverter	0.50		P1M2B11KA0		
	14.700	12.000			80K3C	2/8	0.50/0.12		P1M3B13AA0		
	14.700	14.700			80K3L	2/8	0.63/0.15		P1M3B13KA0		
	17.200	13.700			80K3C	2/8	0.50/0.12		P2M3B23AA0		
	21.600	17.200	250	232	80K3L	2/8	0.63/0.15	DGT4A0M32	P2M3B23KA0		
	21.600	21.600			80K2L	2 con inverter	0.80		P2M3B21KA0		
	18.500	14.800			80K3C	2/8	0.50/0.12		P2M3B13AA0		
	23.300	18.600			80K3L	2/8	0.63/0.15		P2M3B13KA0		
	29.400	23.700			80K2L	2 con inverter	0.80		P2M3B11KA0		
	29.400	29.400			100K3C	2/8	1.25/0.31		P2M5B13AA0		
25/6.3	5.360	4.288	125	034	71K3C	2/8	0.32/0.07	DGT1A0M10	P0M2B43AA0		
	6.700	5.360			71K3L	2/8	0.40/0.09		P0M2B43KA0		
	7.400	6.700			71K2L	2 con inverter	0.50		P0M2B41KA0		
	7.400	6.700			80K3C	2/8	0.50/0.12		P1M3B43AA0		
	6.400	5.100	160	033	71K3C	2/8	0.32/0.07	DGT2A0M10	P0M2B33AA0		
	8.000	6.400			71K3L	2/8	0.40/0.09		P0M2B33KA0		
	9.800	8.000			71K2L	2 con inverter	0.50		P0M2B31KA0		
	9.800	8.000			80K3C	2/8	0.50/0.12		P1M3B33AA0		
	7.600	6.100	200	132	71K3C	2/8	0.32/0.07	DGT3A0M10	P1M2B23AA0		
	9.600	7.600			71K3L	2/8	0.40/0.09		P1M2B23KA0		
	12.000	9.600			71K2L	2 con inverter	0.50		P1M2B21KA0		
	12.000	9.600			80K3C	2/8	0.50/0.12		P1M3B23AA0		
	14.700	12.000			80K3L	2/8	0.63/0.15		P1M3B23KA0		
	14.700	14.700			80K2L	2 con inverter	0.80		P1M3B21KA0		
	11.200	9.000	250	131	71K3L	2/8	0.40/0.09	DGT4A0M12	P1M2B13KA0		
	13.800	11.000			71K2L	2 con inverter	0.50		P1M2B11KA0		
	13.800	11.000			80K3C	2/8	0.50/0.12		P1M3B13AA0		
	17.200	13.800			80K3L	2/8	0.63/0.15		P1M3B13KA0		
	21.600	21.600			100K3C	2/8	1.25/0.31		P2M5B33AA0		
	14.800	11.900			315	232	80K3C		2/8	0.50/0.12	DGT5A0M12 (dx) DGT5A0M22 (sx)
	18.600	14.900	80K3L	2/8			0.63/0.15	P2M3B23KA0			
	23.700	18.900	80K2L	2 con inverter			0.80	P2M3B21KA0			
	29.400	29.400	100K3C	2/8			1.25/0.31	P2M5B23AA0			
	20.800	16.600	400	231			80K3L	2/8	0.63/0.15	DGT6A0M12 (dx) DGT6A0M22 (sx)	
26.500	21.200	80K2L					2 con inverter	0.80	P2M3B11KA0		
41.400	33.100	100K3C			2/8	1.25/0.31	P2M5B13AA0				
41.400	33.100	100K3C			2/8	1.25/0.31	P2M5B13AA0				
41.400	33.100	400 R	231	100K3C	2/8	1.25/0.31	DGT6A0M62 (dx) DGT6A0M72 (sx)	P2M5B13AA0			
53.000	42.400			100K3L	2/8	1.60/0.39		P2M5B13KA0			
66.200	53.000			100K2L	2 con inverter	2.00		P2M5B11KA0			

- I dati sono riferiti ad un solo motoriduttore, nel caso di due o più motoriduttori, moltiplicare la massa traslabile per il numero di motoriduttori impiegati.
- Verificare che, in funzione della fascia utile - b - del binario, la reazione media R med. sia compatibile con i valori riportati nei diagrammi a pag. 19, 20 e 21
- I valori di massa traslabile in rosso necessitano di verifica della reazione media R med. su cad. ruota, che non deve superare i valori di Rx max. come segue:

Ø 125 R med. ≤ Rx max. ≤ 3.670 kg (36 kN)	Ø 160 R med. ≤ Rx max. ≤ 4.893 kg (48 kN)	Ø 200 R med. ≤ Rx max. ≤ 7.340 kg (72 kN)	Ø 250 R med. ≤ Rx max. ≤ 10.805 kg (106 kN)	Ø 315 R med. ≤ Rx max. ≤ 14.679 kg (144 kN)	Ø 400 R med. ≤ Rx max. ≤ 18.960 kg (186 kN)	Ø 400 R R med. ≤ Rx max. ≤ 30.580 kg (300 kN)
---	---	---	---	---	---	---

Tabella 1.14: Masse limite traslabili in base all' abbinamento dei componenti

Calcolo delle forze d inerzia orizzontali

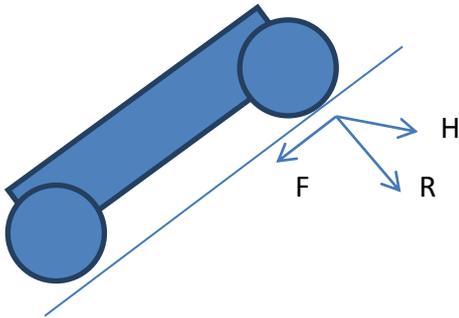


Figura 1.3: Direzioni delle forze d' inerzia orizzontali e di serpeggiamento

Facciamo la verifica finale aggiungendo le forze d'inerzia orizzontali e quelle accidentali dovute al serpeggiamento (calcolate secondo formule empiriche basate su norme ed esperienza) che andranno ad aumentare σ sempre secondo le formule di scienza delle costruzioni maggiorando anche in questo caso il valore delle sollecitazioni del coefficiente 1,25 dovuto a forze eccezionali (urti e collaudo) prima di confrontarle con i valori ammissibili

- $F = 0,2 R_{max} = 678 \text{ kg}$ (inerzia orizzontali)
- $H = 0,1 R_{max} = 339 \text{ kg}$ (serpeggiamento)
- $\sigma_h = \frac{F}{A} = 0,3 \text{ N/mm}^2$ (trascurabile è sufficiente la verifica fatta in precedenza)

con

A = sezione della trave da tabella 1.2

I valori di F max e la loro distanza insieme ai valori di O ed H saranno necessari per verificare la resistenza del capannone da servire.

2. Dimensionamento di un trasportatore a nastro

2.1. Obiettivo

Obiettivo finale di questo lavoro è il dimensionamento di massima di un trasportatore a nastro (a conca) di tela e gomma a partire da parametri di progetto predeterminati.

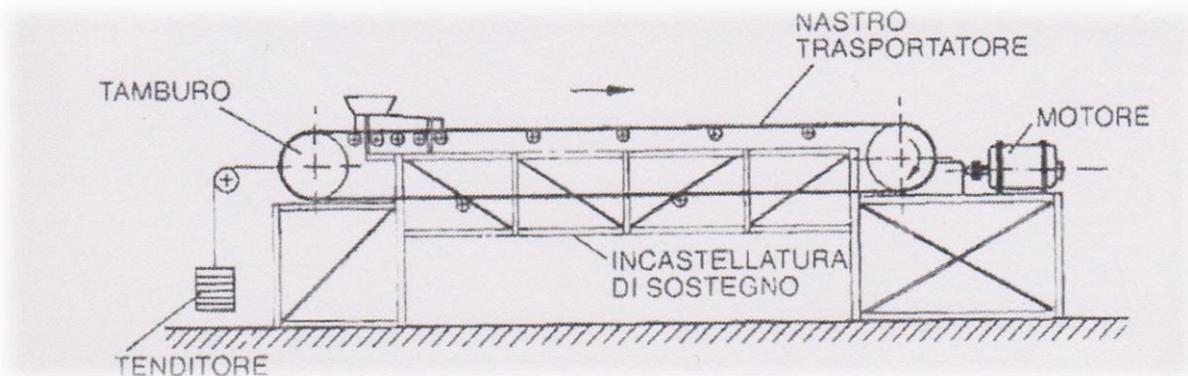


Figura 2.1: Rappresentazione schematica di un trasportatore a nastro

2.2. Parametri di progetto

- Potenzialità di trasporto: $Q = 200 \frac{t}{h}$
- Lunghezza di trasporto: $l = 80m$
- Elevazione: $H = 0m$
- Materiale: Coke metallurgico 30÷70 con $\gamma_m = \frac{500kg}{m^3}$

2.3. Dimensionamento

2.3.1. Determinazione di larghezza e velocità

La potenzialità Q in base ai parametri geometrici e funzionali è data dalla seguente relazione:

$$Q = Av\gamma_m k$$

Con A sezione media dello strato di materiale sul nastro, v velocità del nastro, γ_m peso specifico del mucchio del materiale trasportato e k costante dipendente dalle unità di misura adottate (in questo $k = 3,6$ poiché Q è espressa in $\frac{t}{h}$, mentre A , v e γ_m sono espresse rispettivamente in m^2 , $\frac{m}{s}$ e $\frac{kg}{m^3}$).

Ipotizzando che, a parità di larghezza del nastro B , la sezione media dello strato di materiale su nastro a conca A_c è il doppio della sezione media dello strato di materiale su nastro piano A_p , si può determinare A (coincidente, nel nostro caso, con A_c) con le seguenti formule:

$$A_p \approx \frac{(B + 4)B^2}{110}$$

$$A_c \approx 2A_p$$

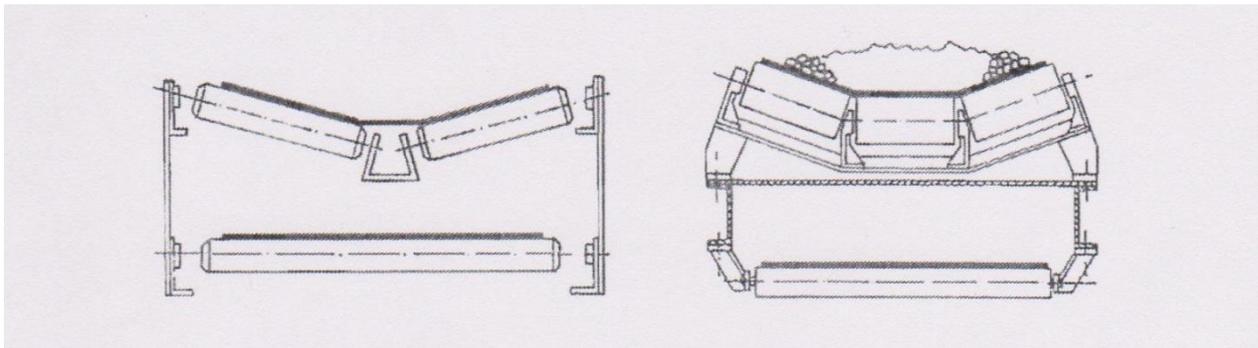


Figura 2.2: Sezioni trasversali tipiche di trasportatori a nastro concavo

Avendo anche a disposizione valori tabulati per il calcolo dei valori A_p ed A_c in funzione di B , più precisi poiché ricavati sperimentalmente e non soggetti agli errori di formule approssimate, per la determinazione di A si utilizzerà la tabella 2.1.

	Larghezza del nastro [m]					
	0,40	0,50	0,65	0,8	1,00	1,20
Piano	0,064	0,010	0,015	0,0277	0,045	0,067
A conca	0,012	0,020	0,030	0,055	0,090	0,134

Tabella 2.1: Sezione media A dello strato di materiale sul nastro in funzione della larghezza B

Utilizzando i valori tabulati e le formule sopra riportate sarà possibile calcolare i valori di velocità v e di larghezza B del nastro. I valori della larghezza sono unificati mentre per la velocità vi sono dei valori consigliati e dei valori massimi da non superare pena l'usura del nastro, elencati nella figura 2.3.

Premesso questo, per il calcolo si procede nella seguente maniera: si sceglie un valore di B di primo tentativo, si calcola l'area A e quindi si determina la velocità v invertendo la formula della portata fino a giungere a valori accettabili.

Larghezza del nastro mm	Velocità max (*) del nastro per	
	materiale abrasivo m/s	materiale non abrasivo m/s
300	1,50	2,00
400	1,50	2,25
500	2,00	2,25
650	2,50	3,00
800	2,80	3,50
1000	3,50	4,50
1200	4,00	5,00
.....

(*) La velocità normale si assume sovente pari al 70 per cento circa del valore massimo.

figura 2.3: velocità massima del nastro in relazione alla larghezza

La tabella 2.2 riassume i calcoli dei valori eseguiti.

Si nota chiaramente che soltanto con una larghezza $B = 0,8m$ si ottiene una velocità inferiore alla velocità massima riportata in figura 2.3, pertanto risulterà questo il valore scelto.

$B [m]$	$A [m^2]$	$v \left[\frac{m}{s}\right]$
0,4	0,012	9,26
0,5	0,02	5,56
0,65	0,03	3,70
8,8	0,055	2,02

Tabella 2.2: Calcoli per la scelta della velocità v del nastro

2.3.2. Calcolo della potenza meccanica necessaria alla movimentazione e scelta del motore

Per determinare la potenza meccanica necessaria alla movimentazione, si deve calcolare l'entità delle resistenze che si oppongono al moto:

- Attrito della massa in moto del trasportatore (nastro, rulli, tamburi, rinvii...);
- Attrito per il trasporto del materiale;
- Sforzo per far superare al materiale un eventuale dislivello fra i punti di carico e scarico;
- Resistenza dovuta ad eventuali scaricatori fissi o mobili;

- Resistenze fisse.

Resistenza r_1 dovuta all'attrito delle parti mobili del trasportatore

Tale resistenza è da imputare all'attrito che si genera fra tutte le parti mobili del trasportatore, quali il nastro, i rulli, i tamburi, i rinvii... Si può quantificare questa resistenza r_1 con la formula seguente:

$$r_1 = f q_s l$$

nella quale si ha:

- f : coefficiente d'attrito dei rulli (che può variare dal valore $f = 0,03$ per rulli su cuscinetti a sfere, da noi scelto, a $f = 0,50$ per nastri con copertura in gomma strisciante su superfici metalliche lucide)
- q_s : peso delle parti mobili del trasportatore (espresso in newton per metro di lunghezza del trasportatore stesso)
- l : lunghezza del trasportatore misurata (in metri) fra gli assi dei due tamburi di estremità

La resistenza r_1 può essere divisa in due parti: r_1' relativa al tratto superiore del trasporto e $r_1'' = \frac{r_1'}{2}$ dovuta al tratto inferiore del trasporto, inferiore a quella del tratto superiore poiché nel tratto inferiore l'interasse dei rulli è maggiore. In ogni caso risulta ovviamente $r_1 = r_1' + r_1''$.

Per il nostro nastro di larghezza $B = 800\text{mm}$ dalla tabella in figura 2.4 è stato possibile ricavare il valore di $q_s = 540 \frac{\text{N}}{\text{m}}$:

Quindi si ha:

$$r_1 = f q_s l = 1296,0 \text{ N}$$

$$r_1' = \frac{2}{3} r_1 = 864,0 \text{ N}$$

$$r_1'' = \frac{1}{3} r_1 = 432,0 \text{ N}$$

Larghezza nastro B mm	Peso delle parti mobili	
	kg/m	N/m
300	20	200
400	24	235
500	32	310
650	40	370
800	55	540
1000	75	735
1200	90	880
.....

figura 2.4: Peso medio parti mobili

Resistenza r_2 dovuta all'attrito per il trasporto del materiale

La resistenza r_2 dovuta all'attrito per il trasporto del materiale viene calcolata con la seguente formula:

$$r_2 = f q_m l_m$$

dove:

- f : coefficiente dell'attrito dei rulli
- q_m : peso del materiale trasportato (espresso in chilogrammi forza per metro di lunghezza del trasportatore)
- l : lunghezza del tratto carico di trasportatore (in metri)

Il peso del materiale trasportato per unità di lunghezza è facilmente ricavabile dalla potenzialità del nastro, o più semplicemente, è ricavabile utilizzando la sezione di materiale sul nastro A giungendo alla nuova formula

$$r_2 = f A \gamma_m l_m = 647,5 \text{ N}$$

Resistenza r_3 dovuta all'elevazione del materiale

La resistenza r_3 è dovuta allo sforzo fatto dal trasportatore per far superare al materiale un eventuale dislivello H ($H > 0$ se in salita, $H < 0$ se in discesa) fra i punti di carico e scarico del materiale. Tale resistenza viene calcolata con la formula

$$r_3 = q_m H$$

Nel nostro caso il nastro non dovrà superare alcun dislivello, pertanto $H = 0$ e, di conseguenza, $r_3 = 0$.

Resistenza dovuta ad eventuali scaricatori fissi r_4 o mobili r_5

In presenza di eventuali scaricatori mobili va aggiunta un'ulteriore resistenza $r_4 = a q_m$ ed in presenza di scaricatori fissi $r_5 = b$. Le costanti a e b dipendono esclusivamente dalla larghezza del nastro e sono opportunamente tabellate.

Nel nostro caso non sono presenti scaricatori fissi né mobili, pertanto si avrà $r_4 = 0$ e $r_5 = 0$.

Resistenze fisse

Si tiene conto delle resistenze fisse aumentando l'interesse reale del trasportatore di una lunghezza fittizia l_0 che si assume mediamente pari a

$$l_0 = 60 - 0,2l = 44m$$

Andando in pratica a correggere le resistenze r_1 e r_2 che diventano

$$r_1 = f q_s (l + l_0) = 2008,8 \text{ N}$$

$$r_1' = \frac{2}{3} r_1 = 1339,2 \text{ N}$$

$$r_1'' = \frac{1}{3} r_1 = 669,6 \text{ N}$$

$$r_2 = f q_m (l_m + l_0) = 1003,6 \text{ N}$$

Resistenza totale R

La resistenza totale R si calcola sommando tutte le resistenze precedentemente calcolate:

$$R = r_1 + r_2 + r_3 + r_4 + r_5 = 3012,4 \text{ N}$$

Potenza meccanica P_m

La potenza meccanica P_m necessaria alla movimentazione sarà pari a:

$$P_m = \frac{Rv}{\eta_m} = 6405,2 \text{ W} \simeq 6,4 \text{ kW}$$

con $\eta_m = 0,95$ rendimento meccanico della trasmissione.

Potenza del motore elettrico P

La potenza P del motore elettrico scelto dovrà soddisfare il valore della potenza elettrica minima

$P_{el} = \frac{P_m}{\eta_{el}}$ aumentato di un terzo per far fronte ad eventuali resistenze accidentali ed eventuali

necessità di aumentare la velocità del nastro. La prima approssimazione si può assumere $\eta_{el} = 0,9$

ottenendo una potenza indicativa del motore elettrico pari a $P' = \frac{4}{3}P_{el} = 9489 \text{ W} \simeq 9,5 \text{ kW}$.

Si adotterà un motore asincrono trifase, con le seguenti caratteristiche da catalogo:

- $P = 10 \text{ kW}$
- $\eta_{el} = 0,89$
- $n = 1000 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$

Anche considerando che il rendimento $\eta_{el} = 0,89$ è peggiore di quello ipotizzato, la potenza $P = 10 \text{ kW}$ del motore scelto è sufficiente.

La corrente di alimentazione del motore asincrono trifase, ricavata dalla formula $P = VI\sqrt{3} \cos \varphi$, considerando $\cos \varphi = 0,8$ sarà pari a:

$$I = \frac{P}{V\sqrt{3} \cos \varphi} = 18,99 \text{ A}$$

Pertanto la linea di alimentazione verrà protetta da un interruttore magnetotermico con corrente nominale $I_n = 20 \text{ A}$ e di conseguenza con sezione minima dei conduttori pari a $s = 4 \text{ mm}^2$.

Il motore andrà posizionato in prossimità della puleggia di rinvio utilizzando una soluzione simile a quella riportata in figura 2.5.

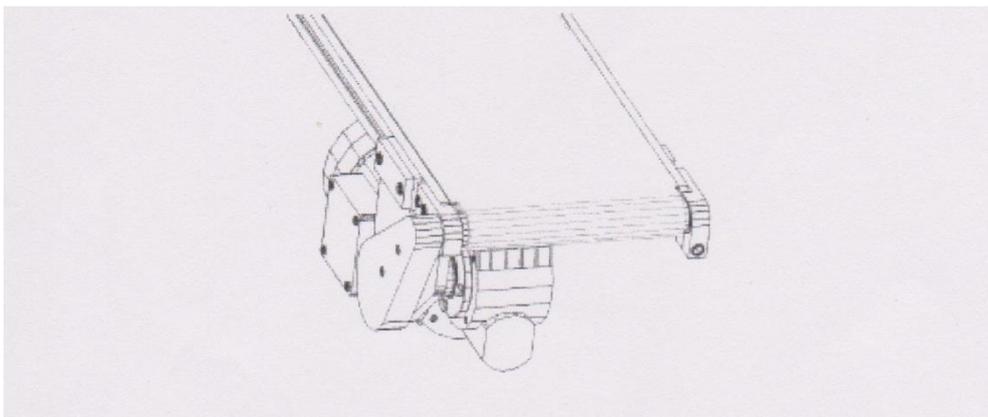


figura 2.5: Posizionamento del motore del trasportatore a nastro

2.3.3. Scelta del nastro e del contrappeso

Per la scelta del nastro e la determinazione del contrappeso, è necessario determinare le tensioni T e t , rispettivamente nel tratto più teso e in quello meno teso del nastro. Il punto più teso è l'estremità superiore della puleggia motrice. Lo sforzo periferico R richiede una coppia motrice data dalla differenza delle tensioni T e t :

$$R = T - t = 3012\text{N}$$

La figura 2.6 illustra l'andamento di tipo esponenziale delle tensioni nel nastro, passando dal punto di massimo sforzo a quello minimo. I valori di T e t , sono determinati imponendo la condizione limite di aderenza fra nastro e tamburo:

$$\frac{T}{t} = e^{\mu\alpha}$$

con α angolo di avvolgimento del nastro sul tamburo e μ coefficiente d'attrito fra nastro e tamburo. Scegliamo una puleggia in acciaio ed un nastro in gomma per i quali $\mu = 0,3$ e decidiamo di metterci nella condizione più semplice con $\alpha = \pi$. Con questi valori si ottiene pertanto:

$$\frac{T}{t} = e^{\mu\alpha} = 2,566$$

$$R = T - t = 2,56t - t = 1923\text{N}$$

$$T = e^{\mu\alpha}t = 4936\text{N}$$

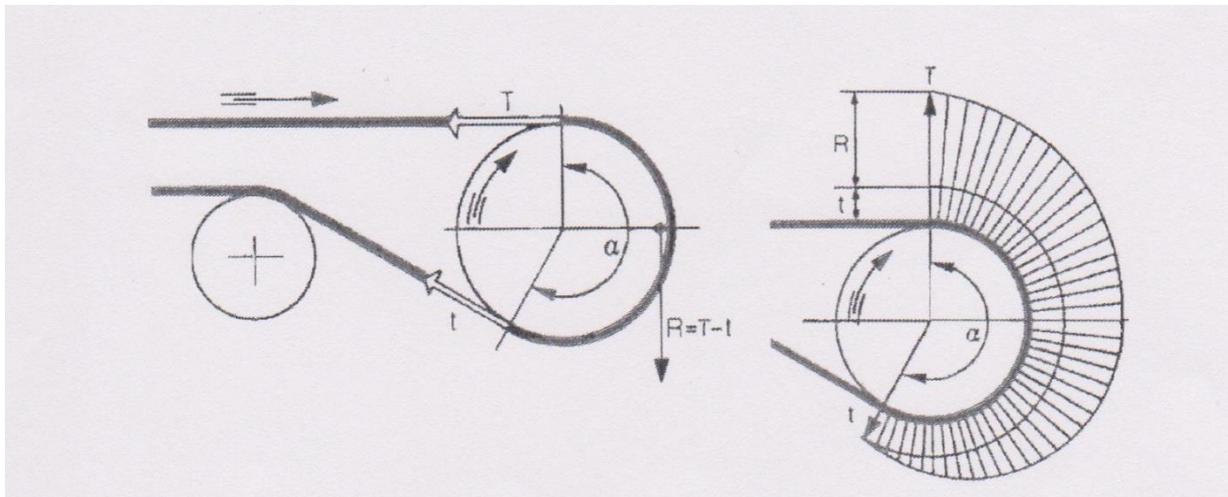


Figura 2.6: variazione della tensione attorno al tamburo motore

Calcolo del valore del contrappeso W

La tensione t deve essere tale che nel punto meno teso del nastro trasportatore si abbia ancora una tensione t_{min} sufficiente per evitare un'inflessione non accettabile del nastro fra due rulli successivi. Pertanto è necessario applicare un contrappeso W alla puleggia di rinvio, la quale dovrà

essere dotata di un grado di libertà per lasciare che il nastro possa tendersi. Per il calcolo del peso W si fa riferimento al diagramma delle tensioni presente della figura seguente.

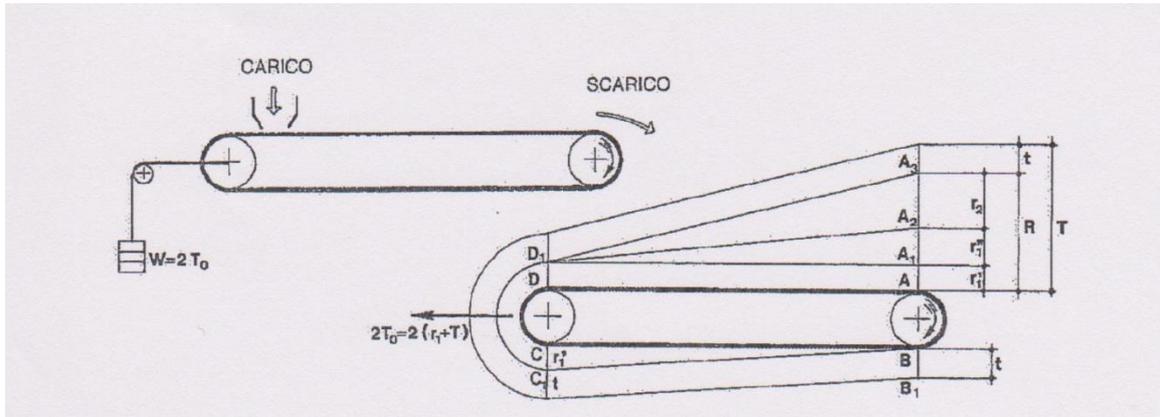


Figura 2.7: Grafico delle tensioni in un trasportatore a nastro orizzontale

Pertanto si avrà:

$$W = 2 (t + r_1'') = 5186 \text{ N}$$

Scelta del nastro e determinazione del numero di tele

Il calcolo del numero di tele costituenti il nucleo del nastro viene effettuato in base alla tensione massima T arrotondando all'intero superiore la seguente formula:

$$n = \frac{T}{KB}$$

con K resistenza dell'unità di larghezza di una tela. Essendo K un valore variabile fra i $5 \frac{N}{mm}$ e i $7 \frac{N}{mm}$, si sceglie cautelativamente un valore $K = 5 \frac{N}{mm}$ ottenendo $n = 1,2$. Tale risultato porterebbe ad utilizzare un nastro a due tele, ma ciò non è possibile, poiché secondo la figura 2.8, per un nastro con $B = 0,800m$ il numero di tele minimo è pari a $n = 4$.

Larghezza del nastro mm	Numero di tele	
	minimo	massimo (per nastri concavi)
300	3	4
400	3	4
500	3	5
650	3	7
800	4	8
1000	4	10
1200	5	12

Figura 2.8: Relazione tra lunghezza e numero di tele dei nastri

2.3.4. Determinazione del rapporto di trasmissione τ e del momento agli alberi

Ipotizzando di utilizzare una puleggia motrice con diametro nominale pari a $d_m = 0,5m$, è possibile calcolare la velocità angolare della puleggia stessa in modo da garantire la velocità v del nastro:

$$v = \omega r \Rightarrow \omega = \frac{2v}{d} = 8,08 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = \frac{\text{giri}}{\text{min}}$$

Conoscendo $\omega = 77 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$ ed il regime di rotazione del motore elettrico $n = 1000 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$, si può giungere a determinare il rapporto di trasmissione τ necessario per accoppiare il motore alla puleggia:

$$\tau = \frac{n}{\omega} \approx 13$$

Con questi dati è anche possibile calcolare la coppia presente sui due alberi. Per quanto riguarda l'albero in uscita dal motore elettrico si ha:

$$M = \frac{P}{\omega} = 100 \text{ Nm}$$

Mentre sull'albero lento si ha

$$M' = M\tau = 1300 \text{ Nm}$$

3. Dimensionamento di un elevatore a tazze verticale

3.1. Obiettivo

Obiettivo finale di questo lavoro è il dimensionamento di massima di un elevatore a tazze verticale (come quello in figura 3.1) a partire da parametri di progetto predeterminati. Alla fine si giungerà a determinare il tipo di tazze ed il loro passo, la catena e le pulegge da abbinare, la potenza meccanica necessaria alla movimentazione e la potenza del motore elettrico.

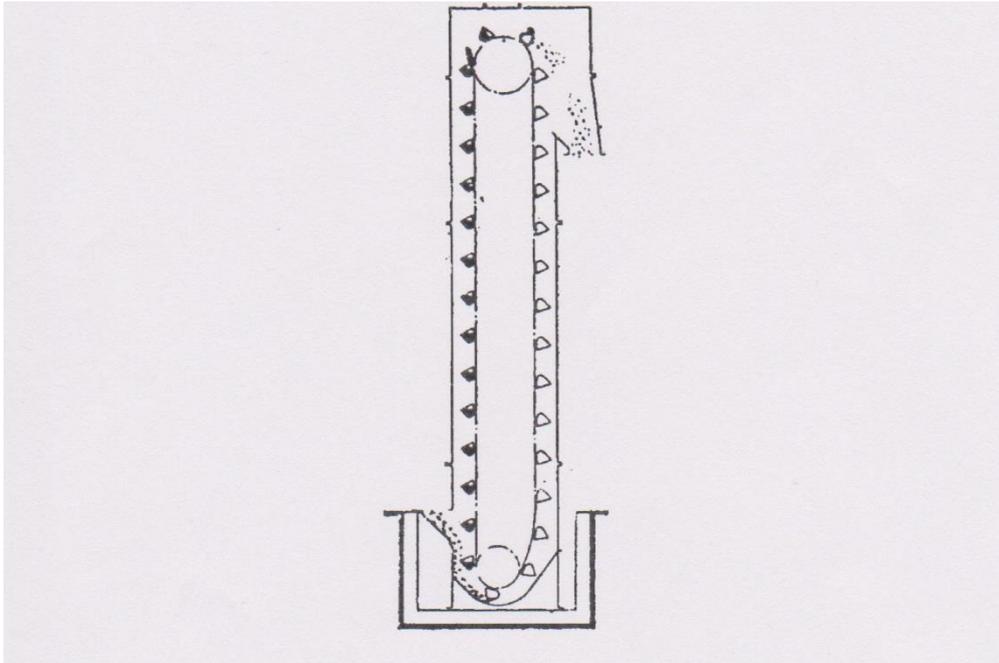


Figura 3.1: Schema esemplificativo di un elevatore a tazze

3.2. Parametri di progetto

Elevatore con catene a tazze intervallate:

- Potenzialità di trasporto: $Q = 90 \frac{t}{h}$
- Altezza di sollevamento: $H = 15 m$
- Materiale: ghiaia bagnata: $\gamma_m = 2000 \frac{kg}{m^3}$

3.3. Dimensionamento

3.3.1. Determinazione della velocità e della capacità delle tazze

La potenzialità dell'elevatore è data dalla seguente formula:

$$Q = k p \gamma v \frac{C}{d}$$

in cui: C : capacità della singola tazza [l]

- v : velocità di trasporto $\left[\frac{m}{s}\right]$
- γ : peso specifico di mucchio del materiale trasportato $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
- p : coefficiente di riempimento medio (nel nostro caso $p = 0,7$)
- d : passo tra le tazze [m]

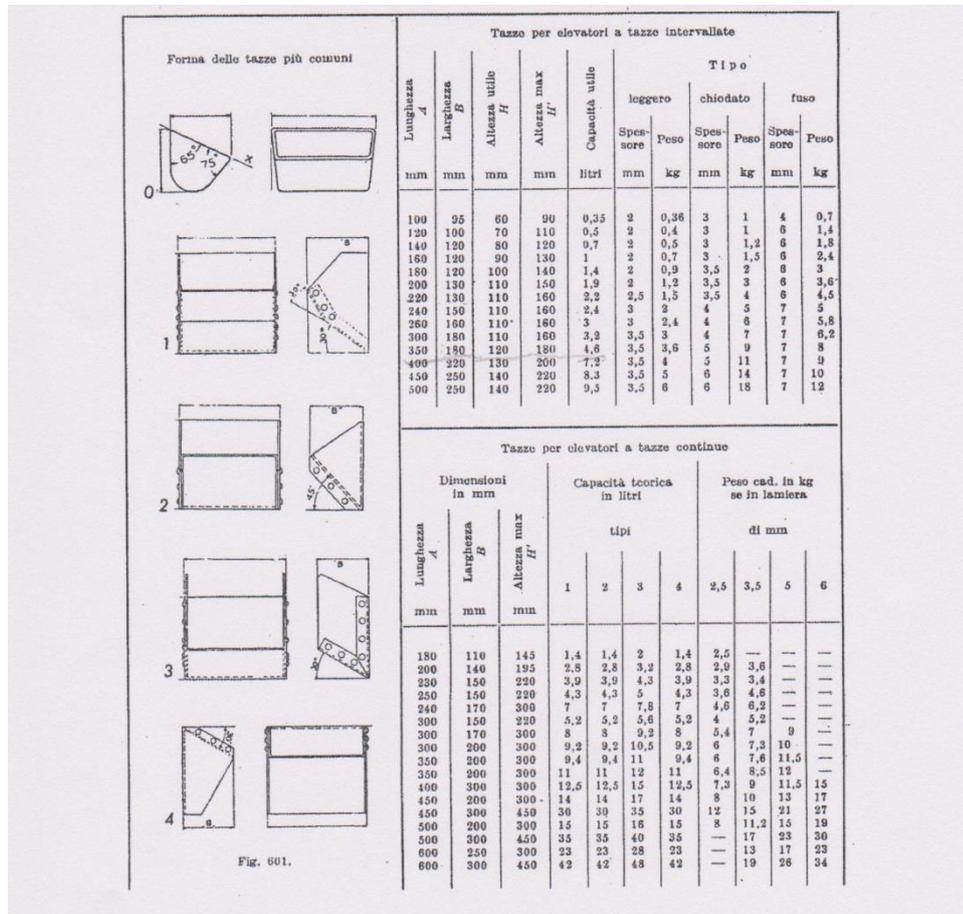


Figura 3.2: Dimensioni e pesi delle tazze più comuni

La determinazione della capacità delle tazze C e della velocità di trasporto v avviene per tentativi. Per prima cosa si ipotizza un passo della catena (scegliendone uno a caso dall'estratto della tabella in figura 3.4), in questo caso $p_c = 0,125 m$, e di conseguenza si ricava il passo tra le tazze, pari a $d = 2p_c = 0,250m$. Con questi dati si sceglie una tazza dalla tabella in figura 3.2

In particolare è stata scelta una tazza di primo tentativo con capacità $C = 4,6l = 0,0046m^3$, massa $m'_t = 8kg$ ed altezza $H_{max} = 0,180m$ inferiore al passo d .

Con questi valori ricaviamo una velocità di:

$$v = \frac{Qd}{k\gamma C} \approx 0,97 \frac{m}{s}$$

La velocità di questo tipo di trasporto può venir incrementata sino a circa $1 \frac{m}{s}$, pertanto questa scelta risulta ottimale.

3.3.2. Scelta della catena e della puleggia motrice

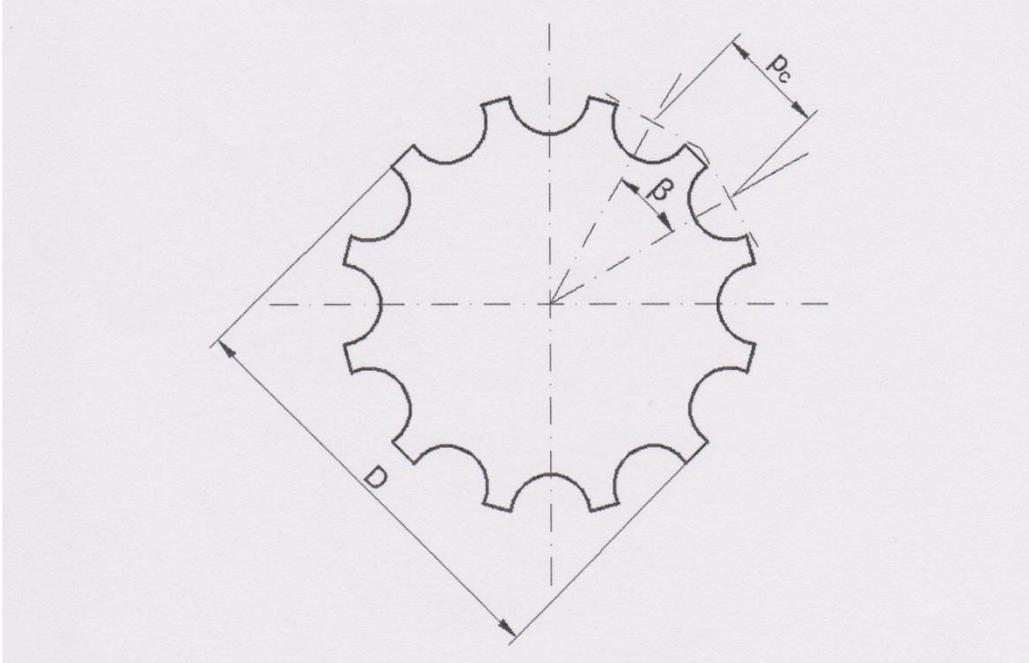


Figura 3.3: Schematizzazione della puleggia motrice

Per scegliere la catena e le sue dimensioni è necessario conoscere le caratteristiche della puleggia motrice (ipotizzando che la puleggia di rinvio sia uguale). Nel caso in esame si è ipotizzato di scegliere una puleggia simile a quella schematizzata in figura 3.3 con $z = 12$ denti, tale da avere un passo di catena $p_c = 0.125m$. Sulla base di questi dati il diametro D della puleggia sarà pari a:

$$D = \frac{p_c}{\sin \frac{\beta}{2}} \approx 0,48m$$

Avendo a disposizione questi dati, dall'estratto della tabella in figura 3.4 si sceglie una catena avente il passo p_c adatto. In questo caso si è scelta per prima la catena meno pesante, con una massa lineare pari a $m'_c = 2,2 \frac{kg}{m}$ ed un carico di rottura pari a $P_r = 2700 kg$.

Il numero di maglie della catena necessario a questo trasporto è pari a:

$$n_m = \frac{2H}{p_c} + z = 252$$

Carico di rottura della catena P_r , kg	Passo t , mm	Larghezza			Diametro del			Spessore piastra		Larghezza esterna H_e , mm	Peso per metro tipo a	
		piastra H , mm	interna fra le piastre		perno D , mm	bussola D_b , mm	rullo D_r , mm	esterna s_e , mm	interna s_i , mm		rulli l'asci γ , kg	rulli con bordo γ_c , kg
			interne b , mm	esterne b_e , mm								
2 700	100	25	16	26	10	15	32	4	4	10	2,5	?
	125	*	*	*	*	*	*	*	*	*	2,2	
	150	*	*	*	*	*	*	*	*	*	1,9	
5 000	100	40	20	32	12	18	48	4	5	15	5,5	
	125	*	*	*	*	*	*	*	*	*	4,9	
	150	*	*	*	*	*	*	*	*	*	4,5	
10 000	100	50	26	42	17	23	65	5	7	60	11,3	
	125	*	*	*	*	*	*	*	*	*	10,1	
	150	*	*	*	*	*	*	*	*	*	9,2	
	200	*	*	*	*	*	*	*	*	*	8,1	

Figura 3.4: Catene e sbarre per elevatori a tazze

Avendo deciso di utilizzare due catene affiancate, la massa totale delle catene è:

$$m_c = 2m'_c n_m p_c = 138,6 \text{ kg}$$

3.3.3. Calcolo della potenza meccanica necessaria alla movimentazione e scelta del motore

Per determinare la potenza meccanica necessaria alla movimentazione, si deve calcolare l'entità delle resistenze che si oppongono al moto:

- Resistenza dovuta agli attriti provocati dalle masse in movimento
- Resistenza di caricamento
- Resistenza creata dal peso del materiale sul tratto ascendente

Calcolo della resistenza creata dal peso del materiale sul tratto ascendente r_1

Essendo il passo tra le tazze d il doppio del passo della catena p_c , il numero di tazze (piene) sul tratto ascendente n' è:

$$n' = \frac{n_m}{4} = 63$$

che porta ad una resistenza dovuta al materiale trasportato pari a

$$r_1 = pn'\gamma C = 405,72 \text{ kg}$$

Calcolo della resistenza dovuta all'attrito al caricamento r_2

Per il calcolo della resistenza dovuta all'attrito al caricamento r_2 si fa uso della seguente formula empirica che fornisce la resistenza (in chilogrammi) di caricamento in funzione della potenzialità dell'impianto espressa in $\frac{t}{h}$:

$$r_2 = 1,4Q = 126kg$$

Calcolo della resistenza dovuta agli attriti r_3

La resistenza dovuta agli attriti viene considerata pari al 5% delle masse in movimento:

$$r_3 = 0,05(r_2 + m_t + m_c + m_p)$$

essendo $m_t = \frac{n_m}{2} m'_t$ la massa totale delle tazze ed m_p la massa totale del sistema di pulegge, ipotizzata pari a 600 kg. Si ricava quindi:

$$r_3 = 107,62 kg$$

Resistenza totale R

La resistenza totale R è pari a

$$R = r_1 + r_2 + r_3 = 639 kg$$

Verifica della catena

Per la verifica della catena si deve calcolare la tensione T massima alla quale è sottoposta e controllare che questa non sia superiore al carico di rottura P_r .

Sulla base di queste ipotesi, e considerando la presenza di due catene, la resistenza totale R verrà vinta dai due tratti in trazione delle due catene, mentre la massa delle catene, delle tazze e della puleggia folle (quella motrice non grava sulla catena) verrà distribuita su tutti i quattro rami delle due catene. Quindi la tensione massima sulla catena sarà pari a

$$T = \frac{R}{2} + \frac{m_c}{4} + \frac{m_t}{4} + \frac{m_p}{8} = 681 kg$$

valore inferiore al carico di rottura $P_r = 2700 kg$.

Potenza meccanica P_m

La potenza meccanica P_m necessaria alla movimentazione sarà pari a:

$$P_m = Rvg = 6087W \simeq 6,1 kW$$

Potenza del motore elettrico P

La potenza P del motore elettrico scelto dovrà soddisfare il valore della potenza elettrica minima

$P_{el} = \frac{P_m}{\eta_{el}\eta_m}$ con rendimento meccanico di trasmissione $\eta_m = 0,95$. Il tutto va aumentato di un

terzo per far fronte ad eventuali resistenze accidentali o malfunzionamenti in fase di carico. In prima approssimazione si può assumere $\eta_{el} = 0,9$ ottenendo una potenza indicativa del motore

elettrico pari a $P' = \frac{4}{3}P_{el} = 9492W \simeq 9,5kW$.

Si adotterà un motore asincrono trifase, con le seguenti caratteristiche da catalogo:

- $P = 10 kW$
- $\eta_{el} = 0,89$
- $n = 1000 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$

Anche considerando che il rendimento $\eta_{el} = 0,89$ è peggiore di quello ipotizzato, la potenza $P = 10 kW$ del motore scelto è sufficiente.

La corrente di alimentazione del motore asincrono trifase, ricavata dalla formula $P = VI\sqrt{3} \cos \varphi$, considerando $\cos \varphi = 0,8$ sarà pari a:

$$I = \frac{P}{V\sqrt{3} \cos \varphi} = 18,99A$$

Pertanto la linea di alimentazione verrà protetta da un interruttore magnetotermico con corrente nominale $I_m = 20A$ e di conseguenza con sezione minima dei conduttori pari a $s = 4 mm^2$.

3.3.4. Determinazione del rapporto di trasmissione τ e del movimento degli alberi

Utilizzando una puleggia motrice con diametro nominale pari a $D = 0,48 m$, è possibile calcolare la velocità angolare della puleggia stessa in modo da garantire la velocità v della catena:

$$v = \omega r \Rightarrow \omega = \frac{2v}{D} = 4,02 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 38 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$$

Conoscendo $\omega = 38 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$ ed il regime di rotazione del motore elettrico $n = 1000 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$, si può giungere a determinare il rapporto di trasmissione τ necessario per accoppiare il motore alla puleggia:

$$\tau = \frac{n}{\omega} \simeq 26$$

Con questi dati è anche possibile calcolare la coppia presente sui due alberi. Per quanto riguarda l'albero in uscita dal motore elettrico si ha:

$$M = \frac{P}{\omega_{el}} = 95 Nm$$

mentre sull'albero lento si ha

$$M' = M\tau = 2488 \text{ Nm}$$

4. Dimensionamento di un trasportatore a coclea

4.1. Obiettivo

Obiettivo finale di questo lavoro è il dimensionamento di massima di un trasportatore a coclea orizzontale simile a quello illustrato in figura 4.1 per l'estrazione silo di grani di frumenti a partire da parametri di progetto predeterminati. Alla fine si giungerà a determinare il diametro dell'elica ed il suo passo, la velocità di rotazione, la potenza meccanica necessaria alla movimentazione, la potenza del motore elettrico e la spinta agente sul cuscinetto reggispira.

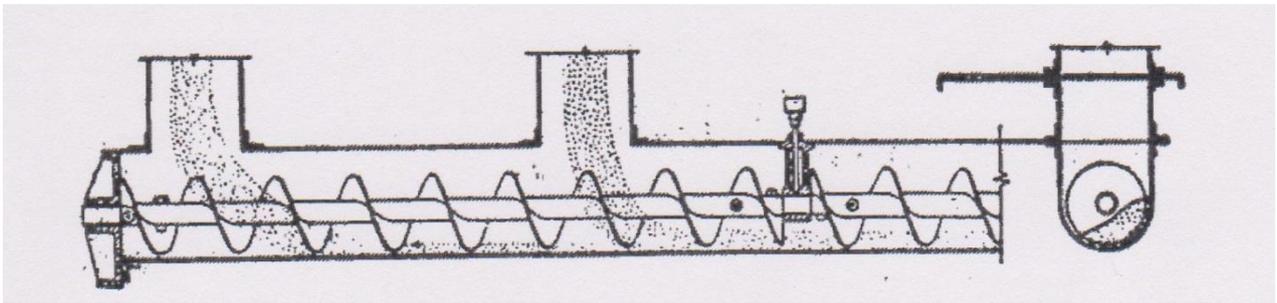


Figura 4.1: rappresentazione schematica di un trasportatore a coclea

4.2. Parametri di progetto

- Potenzialità di trasporto: $Q = 80 \frac{t}{h}$
- Lunghezza di trasporto: $L = 10 \text{ m}$
- Materiale: grani di frumento: $\gamma_m = 650 \frac{kg}{m^3}$

4.3. Dimensionamento

4.3.1. Determinazione del passo, del diametro e del numero di giri

La potenzialità Q del coclea è data dalla seguente formula:

$$Q = k\pi\gamma\frac{D^2}{4}nd$$

in cui:

- D : diametro della coclea [m]
- d : passo della coclea [m]
- n : velocità di rotazione $[\frac{\text{giri}}{\text{min}}]$
- γ : peso specifico del mucchio del materiale trasportato $[\frac{kg}{m^3}]$

- p : coefficiente di riempimento medio (nel nostro caso, poiché i grani di frumento rientrano nei materiali di classe B, cioè quelli con $\gamma_m = 600 \div 800 \frac{kg}{m^3}$ si sceglie $p = 0,3$).

Nelle applicazioni più comuni si utilizza un valore del passo d pari a quello del diametro D , scelta che verrà confermata anche in questo caso. Si sceglie un diametro di primo tentativo $D = 0,5 \text{ m}$ e da questo si ricava la velocità di rotazione invertendo l'ultima equazione riportata:

$$n = \frac{4Q}{k\gamma\pi D^3} \approx 70 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$$

Tale valore è accettabile, poiché è inferiore al valore massimo prescritto nella tabella di figura 4.2. Qualora la velocità di rotazione fosse stata troppo elevata, si sarebbe dovuto scegliere un diametro D maggiore, pena la degradazione del materiale trasportato.

Diametro coclea D mm	Numero di giri/min	
	Classe A ($p = 0,4$)	Classe B ($p = 0,3$)
100	180	120
200	160	110
300	140	100
400	120	90
500	100	80
600	90	75

Figura 4.2: Velocità massime di rotazione dei trasportatori a coclea

4.3.2. Calcolo della potenza meccanica necessaria alla movimentazione e scelta del motore

Per la scelta del motore da utilizzare, si deve innanzi tutto calcolare il momento minimo necessario alla movimentazione, che è pari al momento torcente sull'albero della coclea, dovuto alla resistenza offerta dal materiale alla sua movimentazione. Il momento torcente viene determinato con la seguente formula empirica:

$$M = 2,86 \left(A + B \frac{Q}{n} \right) Lg$$

essendo A e B due coefficienti ricavabili dalla tabella in figura 4.3. Nel nostro caso, in base ai dati fin qui ricavati, si ha

$$A = 0,125$$

$$B = 1$$

$$M \approx 370 Nm$$

Diametro esterno della coclea D mm	Velocità massima n in giri al primo per le classi					Coefficiente di costruzione A per cuscinetti			
	I	II	III	IV	V	cuscinetti a sfera	cuscinetti in bronzo ben lubrificati	cuscinetti in bronzo poroso	cuscinetti in stellito
100	180	120	90	70	31	0,012	0,021	0,033	0,051
150	170	115	85	68	30	0,018	0,033	0,054	0,078
200	160	110	80	65	30	0,032	0,054	0,096	0,132
250	150	105	75	62	28	0,038	0,066	0,114	0,162
300	140	100	70	60	28	0,055	0,096	0,171	0,246
350	130	95	65	58	27	0,078	0,135	0,255	0,345
400	120	90	60	55	27	0,106	0,186	0,336	0,480
450	110	85	55	52	26	0,140	0,240	0,414	0,585
500	100	80	50	50	25	0,165	0,285	0,510	0,705
600	90	75	45	45	24	0,230	0,390	0,690	0,945

Classi - Materiali - Coefficienti α e β									
Classe I: Materiali in polvere, non abrasivi facilmente scorrevoli peso specifico $\gamma = 0,4 \div 0,5 \text{ t/m}^3$ riempimento $\alpha = 0,4$			Classe II: Materiali scorrevoli non abrasivi in grani e piccoli pezzi con polvere. Peso specifico $\gamma = 0,6 \div 0,8 \text{ t/m}^3$ riempimento $\alpha = 0,3$			Classe III: Materiali semibrasivi in pezzi mescolati a polvere (non molto consigliabili). Peso specifico $\gamma = 0,9-1,2 \text{ t/m}^3$ riempimento $\alpha = 0,25$			
Materiali	γ t/m^3	Coeff. B	Materiali	γ t/m^3	Coeff. B	Materiali	γ t/m^3	Coeff. B	
Calce in polvere acrata idrata	0,70	1,2	Allume polvere	0,8	1,2	Allume in grani	0,96	2,8	
Carbone polvere	0,60	1,2	Calce idrata	0,3	1,6	Amianto in grani	0,40	2,0	
Crusca	0,25	0,8	Carbone pisello	0,75	1,8	Borace in grani	0,85	1,4	
Farina di frumento	0,65	0,8	Grafite grani	0,60	0,8	Burro	0,95	0,8	
di lino	0,70	1,2	Grani di cacao	0,65	0,3	Carbone nocetta	0,80	2,0	
o simili			caffè	0,68	0,8	Gesso calcinato grani	0,98	2,4	
Orzo in grani	0,60	0,8	cotone	0,80	1,2	Lignite in grani	0,80	2,0	
			fave	0,80	1,0	Lardo	0,95	0,8	
			frumento	0,65	1,0	Orzo tallito	0,95	1,2	
			soia	0,80	1,0				
Classe IV: Materiale abrasivo in polvere, semibrasivo in pezzi misti a polvere. Peso specifico $\gamma = 0,8-1,8 \text{ t/m}^3$ riempimento $\alpha = 0,20$			Classe V: Materiale abrasivo in pezzi o polvere. Talvolta si usano coclee a 2-3 principi. riempimento $\alpha = 0,12$ perché il materiale non deve toccare i supporti			Classe alimentari: In questo caso il materiale deve riempire la sezione e deve essere polverulento e scorrevolissimo. Portata in m^3 all'ora per ogni giro di coclea normale			
Materiali	γ t/m^3	Coeff. B	Materiali	γ t/m^3	Coeff. B	Diametro albero mm			
Asfalto in pezzi	1,3	4,0	Polvere alto forno	1,6	7	42	60	75	90
Bauxite polvere	1,4	3,6	Serie asciutte	0,65	3	portata in m^3 ora per giro di coclea al 1'			
Cemento polvere	1,3	2,8	bagnate	0,80	10	150	0,150	0,140	0,130
Creta in polvere	1,2	2,8	di cineraria	0,70	7	200	0,540	0,520	0,500
Farina d'ossa	0,95	3,4				250	0,750	0,750	0,700
Feldspato polvere	1,70	4,0				300	—	1,300	1,260
Dolomite	1,40	4,0				350	—	—	2,000
Grani di riccio	0,60	1,0				400	—	—	—
Nerofumo	0,40	3,4				450	—	—	—
Resine sintetiche	0,65	2,8							3,0
Sabbia di fonderia	1,5	4,0							4,30

NB. — Passando dalla classe I alla V l'uso della coclea diventa sempre meno conveniente. È consigliabile usarla per i materiali della classe I e II.

Figura 4.3: Coefficienti A e B in funzione della velocità di rotazione, del materiale trasportato e del diametro

Potenza meccanica P_m

La potenza meccanica P_m necessaria alla movimentazione sarà pari a

$$P_m = \omega M = \frac{2\pi n}{60} M \approx 2,69 kW$$

Potenza del motore elettrico P

La potenza P del motore elettrico scelto dovrà soddisfare il valore della potenza elettrica minima

$$P_{el} = \frac{P_m}{\eta_{el}\eta_m}$$

con rendimento meccanico di trasmissione $\eta_m = 0,95$. Il tutto va aumentato del 20%

per far fronte ad eventuali resistenze accidentali o malfunzionamenti. In prima approssimazione si

può assumere $\eta_{el} = 0,9$ ottenendo una potenza indicativa del motore elettrico pari a $P' = 1,2P_{el} \simeq 3,8kW$.

Si adotterà un motore asincrono trifase, con le seguenti caratteristiche da catalogo:

- $P = 4kW$
- $\eta_{el} = 0,89$
- $\omega = 1000 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$

Anche considerando che il rendimento $\eta_{el} = 0,89$ è peggiore di quello ipotizzato, la potenza $P = 4 kW$ del motore scelto è sufficiente.

La corrente di alimentazione del motore asincrono trifase, ricavata dalla formula $P = VI\sqrt{3} \cos \varphi$, considerando $\cos \varphi = 0,8$ sarà pari a:

$$I = \frac{P}{V\sqrt{3} \cos \varphi} \simeq 7,6 A$$

Pertanto la linea di alimentazione verrà protetta da un interruttore magnetotermico con corrente nominale $I_n = 10A$ e di conseguenza con sezione minima dei conduttori pari a $s = 1,5 mm^2$.

4.3.3. Determinazione del rapporto di trasmissione τ e del momento agli alberi

Conoscendo $n = 70 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$ ed il regime di rotazione del motore elettrico $\omega = 1000 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$, si può giungere a determinare il rapporto di trasmissione τ necessario per accoppiare il motore alla puleggia:

$$\tau = \frac{n}{\omega} \simeq 14$$

Con questi dati è anche possibile calcolare la coppia presente sui due alberi. Per quanto riguarda l'albero in uscita dal motore elettrico si ha

$$M = \frac{P}{\omega_{el}} = 38 Nm$$

mentre sull'albero lento si ha

$$M' = M\tau = 548 Nm$$

4.3.4. Considerazioni sull'albero e spinta sul cuscinetto reggispinga

La spinta dell'elica contro il materiale provoca per reazione una spinta assiale sull'albero di verso opposto a quello di avanzamento del materiale stesso, quindi l'albero va vincolato in modo opportuno. In genere, si adotta un cuscinetto reggispinga, posizionato in testa rispetto alla direzione del moto, in modo da sollecitare l'albero a trazione e non a compressione (la posizione

del motore è invece indifferente, poiché trasmette unicamente un momento torcente). Affinché ogni sezione risulti in trazione si deve intervenire sulle tolleranze dimensionali e sui giunti, che devono consentire gli scorrimenti. In genere si adottano innesti a baionetta.

La scelta del cuscinetto va fatta in base alla spinta che questo deve sopportare, che risulta pari alla resistenza offerta alla movimentazione del materiale. Tale resistenza deriva essenzialmente da tre contributi:

- Attrito fra materiale e carcassa
- Attrito fra materiale e superficie dell'elica
- Attrito fra materiale e materiale

Se si considera la resistenza come dovuta al solo primo contributo nell'ambito del calcolo della spinta, si commette un errore, ma in senso cautelativo. Per la scelta del cuscinetto ci si baserà quindi sul valore della resistenza R derivante dall'espressione seguente (con v la velocità di avanzamento del materiale):

$$R = \frac{P_m}{v} = \frac{P_m}{\frac{n}{60}d} \simeq 4630 \text{ N}$$

5. Dimensionamento di un trasporto pneumatico

5.1. Obiettivo

Obiettivo finale di questo lavoro è il dimensionamento di massima di un trasporto pneumatico in depressione schematizzato in figura 5.1. Alla fine si giungerà a determinare il rapporto di miscela tra aria e materiale trasportato, velocità dell'aria e del materiale e la potenza necessaria alla movimentazione.

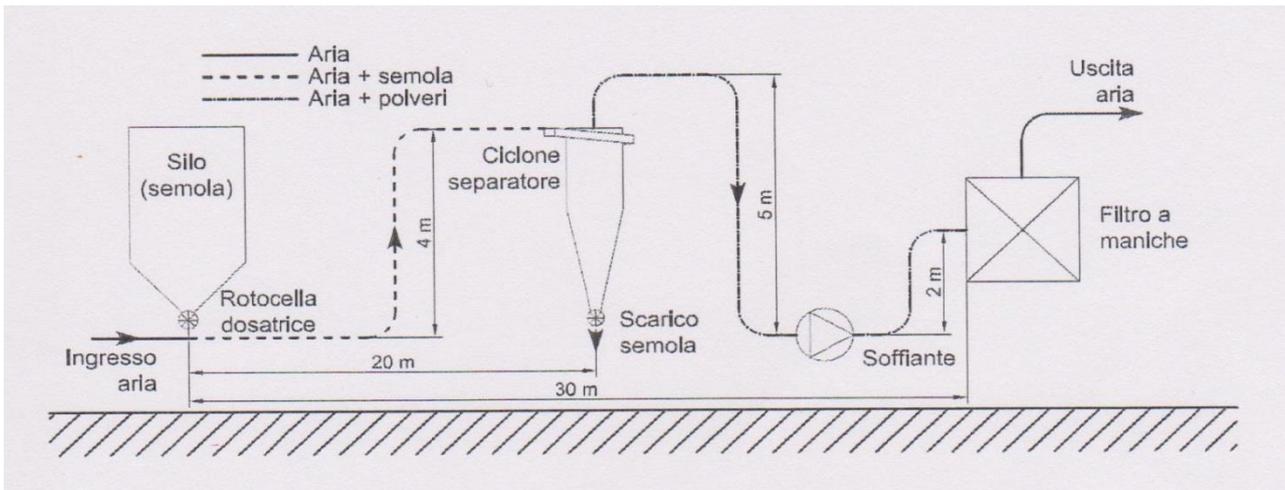


Figura 5.1: Schematizzazione di un trasporto pneumatico in depressione

5.2. Parametri del progetto

Trasporto pneumatico in depressione, con il solo filtro in pressione:

- Potenzialità in trasporto: $Q = \frac{4t}{h}$
- Materiale: semola di grano duro: $\gamma_m = 650 \frac{kg}{m^3}$

La rete di trasporto si può suddividere in tre parti fondamentali:

1. Il percorso in depressione tra la rotocella del silo ed il ciclone separatore, attraversato dalla miscela di aria e materiale da trasportare
2. Il percorso in depressione tra il ciclone separatore e la soffiante, attraversato dall'aria e le polveri non separate nel ciclone separatore
3. Il percorso in pressione tra la soffiante ed il filtro a maniche, attraversato dall'aria e le polveri non separate nel ciclone separatore.

Per comodità nella tabella 5.1 si è riportato un possibile schema riassuntivo della configurazione dell'impianto.

Tratto	Funzionamento	Orientamento	Lunghezza	Flusso
1	Depressione	Orizzontale	10m	Aria e materiale
2	Depressione	Verticale	4m	Aria e materiale
3	Depressione	Orizzontale	10m	Aria e materiale
4	Depressione	Verticale	1m	Aria e polvere
5	Depressione	Orizzontale	4m	Aria e polvere
6	Depressione	Verticale	5m	Aria e polvere
7	Depressione	Orizzontale	2m	Aria e polvere
8	Pressione	Orizzontale	2m	Aria e polvere
9	Pressione	Verticale	2m	Aria e polvere
10	Pressione	Orizzontale	2m	Aria e polvere

Tabella 5.1: sintesi dei tratti di percorso del trasporto pneumatico

5.3. Dimensionamento

5.3.1. Determinazione della portata d'aria necessaria alla movimentazione

La portata d'aria necessaria dipende dal rapporto tra aria e materiale e dalla velocità del flusso: i valori di questi due parametri dipendono dalle caratteristiche chimico-fisiche del materiale e dalle caratteristiche del circuito. Il diagramma in figura 5.2 fornisce dei valori indicativi, da cui risulterebbe un rapporto aria/ materiale $r = 2,3 \frac{m^3}{kg}$ ed una velocità dell'aria prossima a circa $v = 30 \frac{m}{s}$.

Altri autori, tuttavia, suggeriscono di assumere, come base di partenza per il dimensionamento dell'impianto, i seguenti dati:

$$r = 0,18 \frac{m^3}{kg}$$

$$v = 30 \frac{m}{s}$$

Il calcolo è stato effettuato come mostrato nel foglio di calcolo di seguito riportato, utilizzando la formula:

$$A = rQ$$

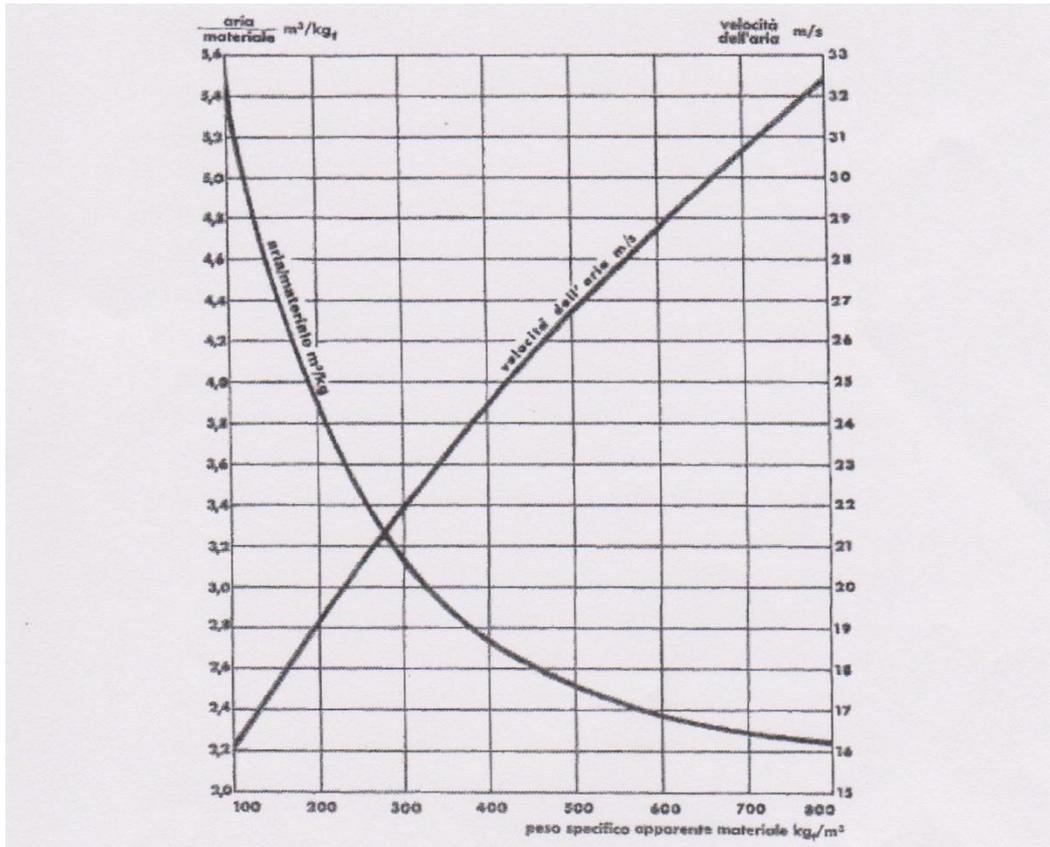


Figura 5.2: velocità medie dell'aria e rapporti di miscela aria/materiale in funzione del peso specifico di mucchio del materiale da trasportare.

5.3.2. Determinazione del diametro delle tubazioni e calcolo della velocità effettiva

Il diametro delle tubazioni deve essere tale da assicurare i valori di velocità dell'aria e di portata appena ricavati. Il calcolo procede per tentativi, considerando la sola presenza dell'aria e trascurando quindi la portata di materiale. A partire dalla formula della portata volumetrica dell'aria

$$A = v \frac{\pi D^2}{4} \quad \frac{m^3}{s}$$

Si può ricavare il diametro intero e ideale della tubazione:

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi v}} \quad m$$

Si sceglieranno delle tubazioni in acciaio col diametro interno più prossimo al valore ideale e, essendo tali tubazioni sottoposte a pressioni basse, a parità di diametro ϕ sarà possibile scegliere

lo spessore minore disponibile sul mercato. Si ricalcola, pertanto, la velocità v_e secondo la seguente formula:

$$v_e = \frac{4A}{\pi\phi_i^2} \quad \frac{m}{s}$$

Perdite di carico dovute all'aria

Avviamento

$$h_{1a} = \rho_a \frac{v_e^2}{2g} \quad \frac{kg}{m^2}$$

Imbocco

$$h_{2a} = 3h_{1a} \quad \frac{kg}{m^2}$$

Attrito nei condotti

$$h_{3a} = 8,12 \cdot 10^{-4} p_a^{0,852} \frac{v_e^{1,924}}{D^{1,281}} L \quad \frac{Kg}{m^2}$$

Con $L = 42m$ lunghezza del conduttore attraversate dall'aria

Perdite localizzate

Le perdite localizzate rappresentano le resistenze che si hanno in corrispondenza di variazioni di sezione, di direzione o innesti. Vengono in genere computate facendo riferimento alla cosiddetta lunghezza equivalente, da sommare a quella relativa alle perdite per attrito.

Nel nostro caso, le uniche perdite localizzate sono quelle dovute alle 8 curve a 90 gradi presenti nel percorso, come si può notare dalla figura 5.1. Facendo riferimento allo stesso catalogo utilizzato per la scelta delle tubazioni, si sono utilizzate le curve più dolci possibili fra quelle disponibili, cioè con un raggio di curvatura $R = 158 \text{ mm}$, in modo da minimizzare le perdite. In base alla tabella 5.2, arrotondando in via cautelativa il nostro rapporto $\frac{R}{D} \simeq 1,5$, si è ricavata la lunghezza equivalente per le perdite localizzate dalla colonna corrispondente a $R \simeq D$ ottenendo un valore di perdita per ciascuna curva di $15D$. Quindi nel complesso:

$$L_{e,a} = 8 \cdot 15D \quad m$$

$$h_{5a} = h_{3a} \frac{L_{e,a}}{L} \quad \frac{Kg}{m^2}$$

DEVIAZIONI

Angolo α	Raggi di raccordo		
	$R \approx D$	$R \approx 3 D$	$R \approx 5 D$
20°	0,5 D	0,3 D	0,1 D
40°	2 D	1,4 D	0,7 D
45°	3 D	1,8 D	0,9 D
60°	6 D	3,7 D	1,8 D
80°	12 D	7,5 D	3,8 D
90°	15 D	10 D	5 D

Tabella 5.2: Perdite di carico espresse in lunghezza equivalente dovute a curve nel percorso

Passaggio nel ciclone

Da catalogo del produttore

$$h_{6a} = 70 \frac{Kg}{m^2}$$

Passaggio nel filtro

Da catalogo del produttore

$$h_{7a} = 150 \frac{Kg}{m^2}$$

Perdite totali

$$h_a = \sum_i h_{ia} \frac{kg}{m^2}$$

Perdite di carico dovute al materiale

Avviamento

$$h_{1m} = \frac{Qv_e^2}{A2g} \frac{Kg}{m^2}$$

Ingresso nel circuito

$$h_{2m} = 3h_{1m} \frac{Kg}{m^2}$$

Attrito nei condotti

Le perdite di carico h_{3m} dovute all'attrito fra il materiale e le tubazioni dipende dall'angolo di attrito del materiale trasportato sull'acciaio costituente i condotti dell'impianto. Detti φ tale angolo e c un coefficiente che tiene conto del fatto che solo una parte del materiale striscia lungo

le tubazioni (solitamente $c = 0,2$), la perdita di carico dovuta all'attrito è data dalla seguente formula:

$$h_{3m} = \frac{Q}{A} L_m c \tan \varphi \quad \frac{Kg}{m^2}$$

Con $L_m = 24 m$ lunghezza delle condutture attraversate dal materiale ed avendo assunto $c \tan \varphi = 0,11$ utilizzando per sicurezza il valore in tabella di figura 5.3 più alto tra quelli corrispondenti alla farina di frumento, il materiale più simile alla semola di grano duro, non presente in tabella.

Materiale	Peso specifico		Angolo di attrito		tg φ	0,2 tg φ (valori arrotondati)
	assoluto kg _f /m ³ (¹)	apparente kg _f /m ³ (²)	naturale φ (³)	contro superfici in acciaio φ (⁴)		
Farina di frumento		580÷720	35°	25°÷29°	0,47÷0,55	0,09÷0,11
Frumento		750÷780	28°÷34°	20°÷28°	0,36÷0,53	0,08÷0,11
Amido in grani		650	30°	24°	0,44	0,9
Amido in polvere		500	40°÷50°	45°	1	0,2
Bentonite in polvere	2.000	800	45°÷50°	42°	0,90	0,18
Cemento in polvere	2.000	1.400	40°÷44°	39°	0,80	0,16
Ceneri in polvere		700÷900	43°÷48°	40°÷45°	0,84÷1	0,17÷0,20
Cioccolato in polvere		640		45°	1	0,2
Fosfato sodico in polv.	1.640	800÷900	47°	40°	0,84	0,17
Fosfato sodico in grani	1.640	960	32°	26°	0,49	0,1
Fosfato monocalcico	2.300	980	45°	40°	0,84	0,17
Sabbia asciutta		1.600	35°÷40°	35°	0,70	0,15
Argilla	2.000	1.800	40°÷48°	40°	0,84	0,17
Zucchero	1.600	700	50°	45°	1	0,2

Figura 5.3: Angoli di attrito e di scorrimento di alcuni materiali

Dislivello

$$h_{4m} = \frac{Q}{A} H_m \quad \frac{Kg}{m^2}$$

Perdite localizzate

Le perdite localizzate h_{5m} rappresentano le resistenze al passaggio del materiale che si hanno in corrispondenza di variazioni di sezione, di direzione o innesti. Anche in questo caso le uniche perdite localizzate sono quelle dovute alle curve 90 gradi presenti nel percorso, ma che questa volta, visto che si considera solo il tratto percorso dal materiale, sono soltanto due. Si calcola, quindi, la lunghezza equivalente per il materiale $L_{e,m}$ e la conseguente perdita localizzata da imputare all'aria per quel tratto $h_{3a,m}$:

$$L_{e,m} = 2 \cdot 15 D \quad m$$

$$h_{3a,m} = h_{3a} \frac{L_{e,m}}{L_a} \quad \frac{Kg}{m^2}$$

E, infine, si giunge alla perdita per il materiale h_{5m} moltiplicando le perdite localizzate dell'aria per il rapporto tra i pesi r_p :

$$h_{5m} = h_{3a,m} r_p = h_{3a,m} \frac{Q}{\rho_a A} \quad \frac{Kg}{m^2}$$

Perdite totali

Poiché il materiale viene separato dall'aria nel ciclone e non passa per il filtro, non vi sono perdite legate a questi due elementi. Le perdite totali imputabili alla movimentazione dell'aria sono quindi pari a:

$$h_m = \sum_i h_{im} \quad \frac{Kg}{m^2}$$

Perdite totali

Il valore delle perdite totali si ottiene sommando le perdite dovute all'aria e quelle causate dal trasporto di materiale: (vedi tabella 5.3 e 5.4)

funz	L(m)	H(m)	m	Lm (m)	Hm (m)								
d	10	0	1	10	0								
d	4	4	1	4	4								
d	10	0	1	10	0								
d	1	1	0	0	0								
d	4	0	0	0	0								
d	5	-5	0	0	0								
d	2	0	0	0	0								
p	2	0	0	0	0								
p	2	2	0	0	0								
p	2	0	0	0	0								
	42	2		24	4								
Q(t/h)	γ_m (kg/m ³)	v(m/s)	r (m ³ /kg)	A (m ³ /s)	D	D _{eff}	v _{eff}	γ_a (kg/m ³)	racc a	racc m	c tanφ	coeff R-D	
4	650	30	2,3	2,555556	329,3344	316,8	32,420902	1,2	8	2	0,11	15	
h1a	h2a	h3a	h4a	Le,a	h5a	h6a	h7a	hatot					
64,28837	192,8651	140,1488	2,4	38,016	126,8547	70	150	746,557					
h1m	h2m	h3m	h4m	Le,m	h3a,m	h5m		hmtot					
23,29289	69,87867	1,147826	1,73913	9,504	31,71367	11,49046	0	107,549					
								Δp (kg/m ²)	854,106				

Tabella 5.3: Immagine del foglio di calcolo creato per determinare le perdite di carico utilizzando r consigliato dal grafico di figura 5.2

Caso 1: $\Delta p = h_a + h_m = 854.1 \quad \frac{kg}{m^2}$

funz	L(m)	H(m)	m	L _m (m)	H _m (m)								
d	10	0	1	10	0								
d	4	4	1	4	4								
d	10	0	1	10	0								
d	1	1	0	0	0								
d	4	0	0	0	0								
d	5	-5	0	0	0								
d	2	0	0	0	0								
p	2	0	0	0	0								
p	2	2	0	0	0								
p	2	0	0	0	0								
	42	2		24	4								
Q(t/h)	γ _m (kg/m ³)	v(m/s)	r (m ³ /kg)	A (m ³ /s)	D	D _{eff}	v _{eff}	γ _a (kg/m ³)	racc a	racc m	c tanφ	coeff R-D	
4	650	30	0,18	0,2	92,13177	98,6	26,193063	1,2	8	2	0,11	15	
h _{1a}	h _{2a}	h _{3a}	h _{4a}	Le,a	h _{5a}	h _{6a}	h _{7a}	hatot					
41,96187	125,8856	414,6692	2,4	11,832	116,8182	70	150	921,735					
h _{1m}	h _{2m}	h _{3m}	h _{4m}	Le,m	h _{3a,m}	h _{5m}		hmtot					
194,2679	582,8037	14,66667	22,22222	2,958	29,20456	135,2063		0 949,1668					
								Δp (kg/m ²)	1870,902				

Tabella 5.4: immagine del foglio di calcolo creato per determinare le perdite di carico utilizzando r consigliato dalle aziende

$$\text{Caso 2: } \Delta p = h_a + h_m = 1870.1 \frac{kg}{m^2}$$

Da questi valori, si osserva che l'ipotesi di considerare l'aria come un fluido incomprimibile può essere considerata valida.

5.3.3. Scelta del ventilatore

La prevalenza totale che deve essere fornita dal ventilatore è pari alle perdite di carico totali calcolate e, visti i valori di Δp , si sceglierà di installare una turbosoffiante.

Potenza idraulica

La potenza idraulica che deve essere sviluppata dalla turbosoffiante è pari a:

$$\text{Caso 1 } P_{id} = \Delta p A g = 19268,8 W$$

$$\text{Caso 2 } P_{id} = \Delta p A g = 3665 W$$

Potenza elettrica

La potenza elettrica da installare è facilmente ricavabile considerando un rendimento idraulico medio della turbosoffiante pari a $\eta_{id} = 0,55$ e un rendimento elettrico pari a $\eta_{el} = 0,9$. Si precisa che la potenza elettrica viene calcolata solo in relazione al caso 2, in quanto sia la potenza idraulica che il diametro dei tubi sono risultati minori.

$$P_e = \frac{P_{id}}{\eta_{id}\eta_{el}} \simeq 7,5 kW$$

Da catalogo viene quindi scelta una turbosoffiante con portata $A = 762 \frac{m^3}{h}$ e potenza $P_e = 9,2kW$, che consente un sufficiente sovradimensionamento in modo che, in caso di intasamento, l'aumento della pressione erogata dalla turbo soffiante sia sufficiente a risolvere il problema.

La corrente di alimentazione del motore asincrono trifase della turbosoffiante, ricavata dalla formula $P = VI\sqrt{3} \cos \varphi$, sarà pari a

$$I = \frac{P}{V\sqrt{3} \cos \varphi} \simeq 17A$$

Pertanto la linea di alimentazione verrà protetta da un interruttore magnetotermico con corrente nominale $I_n = 20A$ e di conseguenza con sezione minima dei conduttori pari a $s = 6mm^2$.

6. Dimensionamento di un rivestimento antistillicidio di una tubazione

6.1. Obiettivo

Obiettivo finale di questo lavoro è dimensionare il rivestimento antistillicidio di una tubazione partendo dai dati di progetto della tubazione stessa.

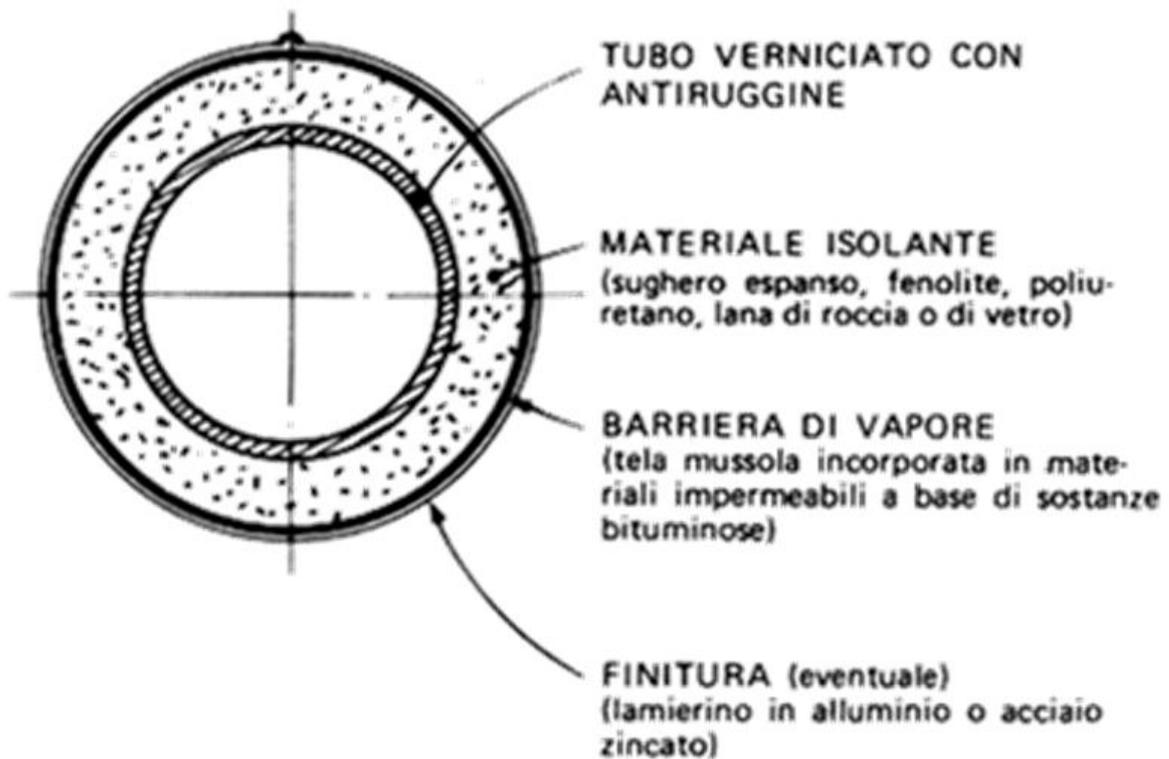


Figura 6.1: Schema di massima di un rivestimento antistillicidio

6.2. Dati di progetto

- Temperatura interna fluido T_i ($^{\circ}\text{C}$)
- Raggio interno tubazione $r_{i,tub}$ (m)
- Raggio esterno tubazione $r_{e,tub}$ (m)
- Conduttività termica dell' isolante X ($\text{w/m } ^{\circ}\text{C}$)
- Temperatura ambiente T_a (m)
- Umidità relativa U.R. (%)

6.3. Dimensionamento

Creiamo un foglio di calcolo excel in grado di mostrarci la variazione della temperatura della parete esterna della tubazione coibentata (T_e espressa in °C) al variare dello spessore del rivestimento coibente (s espresso in m) utilizzando le formule seguenti:

$$\text{raggio mantello esterno } r_e = r_{e,tub} + s \quad (\text{m})$$

$$\text{coefficiente di adduzione } h_e = 9,5 + 0.0085 \sqrt[3]{t_a^4} \quad (\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$\text{Temperatura mantello } T_e = T_a - \frac{(T_a - T_i)}{h_e r_e \left(\frac{1}{X} \ln \left(\frac{r_e}{r_{e,tub}} \right) + \frac{1}{h_e r_e} \right)} \quad (^\circ\text{C})$$

Con il diagramma di Mollier (figura 6.2) ricaviamo la temperatura di rugiada T_r

Sceglieremo lo spessore coibente esistente in commercio che ci consente di avere $T_e > T_r$ quindi nel caso in esempio $s=0,02$ m. (vedi tabella 6.1).

ti	raggio esterno tubo	X	ta	tr	he	spessore	Rm	te
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,001	0,055	13,35494
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,002	0,056	17,41742
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,003	0,057	20,23649
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,004	0,058	22,30594
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,005	0,059	23,88871
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,006	0,06	25,13769
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,007	0,061	26,14786
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,008	0,062	26,98128
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,009	0,063	27,68026
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,01	0,064	28,27462
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,011	0,065	28,78599
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,012	0,066	29,23041
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,013	0,067	29,62006
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,014	0,068	29,96435
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,015	0,069	30,27065
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,016	0,07	30,54481
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,017	0,071	30,79155
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,018	0,072	31,01473
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,019	0,073	31,21749
7	0,054	0,036	35	31	10,47314	0,02	0,074	31,40246

Tabella 6.1: foglio di calcolo che relaziona spessore isolante e temperatura esterna del rivestimento

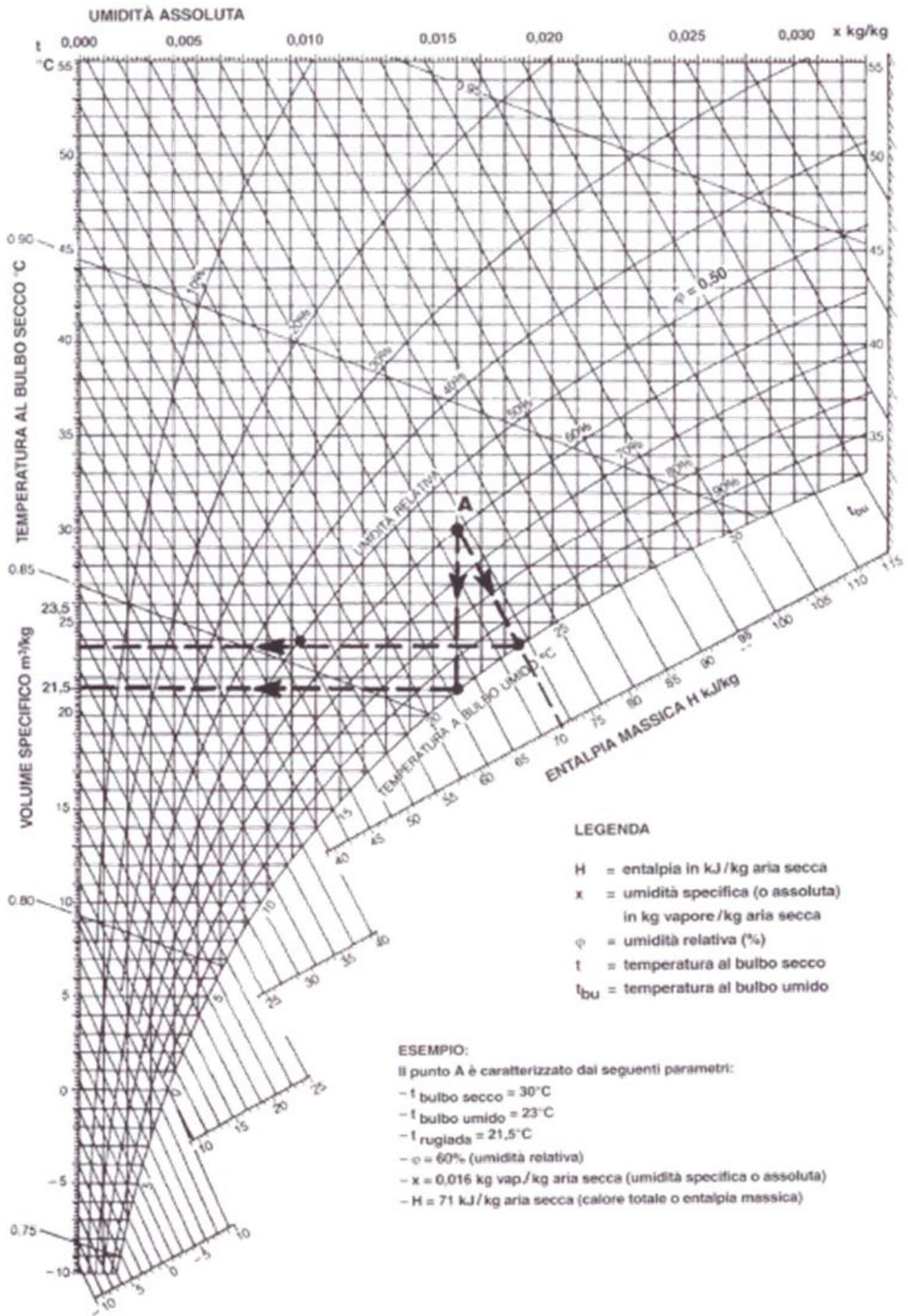


Figura 6.2: diagramma di Mollier

7. Rivestimento anticongelamento tubi

7.1. Obiettivo

Obiettivo finale di questo lavoro è determinare la temperatura minima dell'acqua all'uscita del tratto considerato, essendo nota la portata (Q), e determinare la minima portata necessaria ad avere una determinata T_u , noti gli altri dati di progetto.

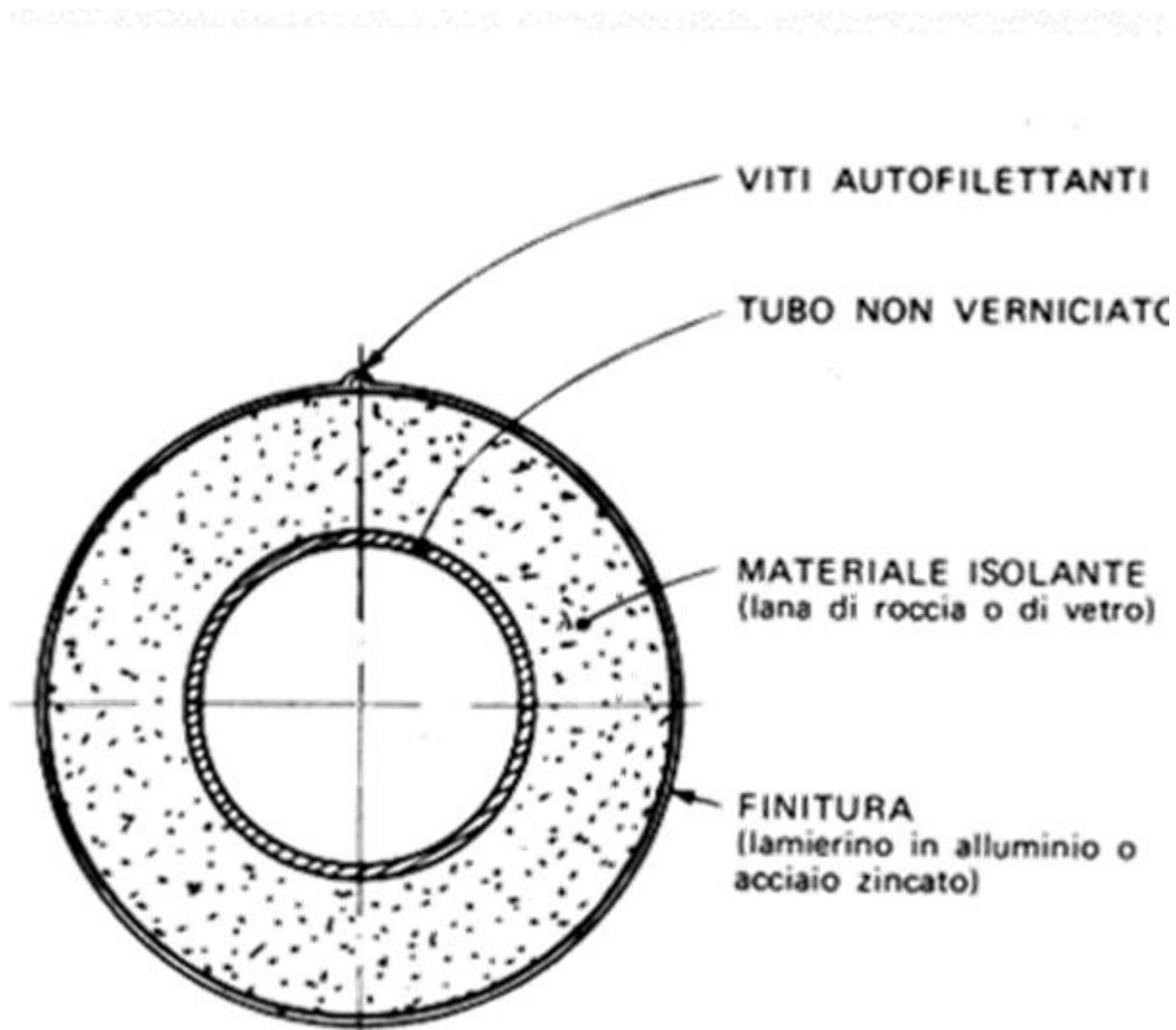


Figura 7.1: schema di un rivestimento antigelo

7.2. Dati di progetto

- Temperatura ingresso acqua T_i (°C)
- Temperatura uscita acqua T_u (°C)
- Raggio interno tubazione $r_{i,tub}$ (m)
- Raggio esterno tubazione $r_{e,tub}$ (m)
- Conduttività termica dell' isolante X (w/m °C)

- Temperatura ambiente T_a (m)
- Lunghezza tubazione L (m)
- Calore specifico del fluido c_p (j/kg°C)
- Velocità del fluido nei tubi v (m/s)

7.3. Dimensionamento

Creiamo due fogli di calcolo excel:

1. il primo in grado di mostrarci la variazione della temperatura di uscita dell'acqua variando lo spessore s della coibentazione e tenendo la portata costante (tabella 7.1);
2. il secondo in grado di mostrarci la variazione della portata minima da avere fissata la temperatura di uscita dell'acqua variando lo spessore di coibentazione s (tabella 7.2).

Raggio mantello esterno $r_e = r_{e,tub} + s$ (m)

coefficiente di adduzione $h_e \approx 10$ (W/m² °C)

Resistenza termica $R = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{1}{\lambda} \ln\left(\frac{r_e}{r_{e,tub}}\right) + \frac{1}{h_e r_e} \right)$ (m °C/W)

Portata $\dot{m} = \frac{L}{c_p R \ln\left(\frac{T_i - T_a}{T_u - T_a}\right)}$ (kg/s)

quando è imposta la temperatura di uscita

Portata $\dot{m} = \pi r_{i,tubo}^2 v \rho_{H2O}$

quando la portata è fissa e ci interessa la variazione della temperatura di uscita

ta	t'i	rit	ret	L	s	re	X	he	R	cp	Ti	v	G
-10	20	0,01	0,012	100	0,001	0,013	0,044	10	1,513796	4186	8,1536889	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,002	0,014	0,044	10	1,694408	4186	9,1522093	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,003	0,015	0,044	10	1,868178	4186	9,9686117	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,004	0,016	0,044	10	2,03531	4186	10,647325	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,005	0,017	0,044	10	2,196086	4186	11,219869	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,006	0,018	0,044	10	2,350825	4186	11,709066	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,007	0,019	0,044	10	2,499859	4186	12,131767	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,008	0,02	0,044	10	2,643512	4186	12,500643	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,009	0,021	0,044	10	2,782099	4186	12,82538	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,01	0,022	0,044	10	2,91592	4186	13,113499	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,011	0,023	0,044	10	3,045256	4186	13,370919	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,012	0,024	0,044	10	3,170368	4186	13,602357	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,013	0,025	0,044	10	3,291502	4186	13,811617	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,014	0,026	0,044	10	3,408884	4186	14,001796	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,015	0,027	0,044	10	3,522725	4186	14,175444	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,016	0,028	0,044	10	3,633221	4186	14,334674	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,017	0,029	0,044	10	3,740551	4186	14,481255	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,018	0,03	0,044	10	3,844885	4186	14,616676	0,1	0,031416
-10	20	0,01	0,012	100	0,019	0,031	0,044	10	3,946377	4186	14,742203	0,1	0,031416

Tabella 7.1: Foglio di calcolo che relaziona la temperatura d'uscita con la variazione di spessore del rivestimento

ta	t'i	rit	ret	L	s	re	X	he	R	cp	Ti	v	G
-10	20	0,01	0,012	100	0,001	0,013	0,044	10	1,513796	4186	1	0,050067033	0,015729
-10	20	0,01	0,012	100	0,002	0,014	0,044	10	1,694408	4186	1	0,044730226	0,014052
-10	20	0,01	0,012	100	0,003	0,015	0,044	10	1,868178	4186	1	0,04056961	0,012745
-10	20	0,01	0,012	100	0,004	0,016	0,044	10	2,03531	4186	1	0,037238197	0,011699
-10	20	0,01	0,012	100	0,005	0,017	0,044	10	2,196086	4186	1	0,03451198	0,010842
-10	20	0,01	0,012	100	0,006	0,018	0,044	10	2,350825	4186	1	0,03224028	0,010129
-10	20	0,01	0,012	100	0,007	0,019	0,044	10	2,499859	4186	1	0,030318223	0,009525
-10	20	0,01	0,012	100	0,008	0,02	0,044	10	2,643512	4186	1	0,028670678	0,009007
-10	20	0,01	0,012	100	0,009	0,021	0,044	10	2,782099	4186	1	0,027242474	0,008558
-10	20	0,01	0,012	100	0,01	0,022	0,044	10	2,91592	4186	1	0,025992228	0,008166
-10	20	0,01	0,012	100	0,011	0,023	0,044	10	3,045256	4186	1	0,024888309	0,007819
-10	20	0,01	0,012	100	0,012	0,024	0,044	10	3,170368	4186	1	0,02390614	0,00751
-10	20	0,01	0,012	100	0,013	0,025	0,044	10	3,291502	4186	1	0,023026347	0,007234
-10	20	0,01	0,012	100	0,014	0,026	0,044	10	3,408884	4186	1	0,022233453	0,006985
-10	20	0,01	0,012	100	0,015	0,027	0,044	10	3,522725	4186	1	0,021514953	0,006759
-10	20	0,01	0,012	100	0,016	0,028	0,044	10	3,633221	4186	1	0,02086063	0,006554
-10	20	0,01	0,012	100	0,017	0,029	0,044	10	3,740551	4186	1	0,02026206	0,006366
-10	20	0,01	0,012	100	0,018	0,03	0,044	10	3,844885	4186	1	0,019712235	0,006193
-10	20	0,01	0,012	100	0,019	0,031	0,044	10	3,946377	4186	1	0,019205278	0,006034
-10	20	0,01	0,012	100	0,02	0,032	0,044	10	4,045173	4186	1	0,018736223	0,005886

Tabella 7.2: Foglio di calcolo che fornisce la portata minima da far scorrere nella tubazione, in base allo spessore del rivestimento antigelo, tale da fornire una temperatura d'uscita di 1 °C

In base alle nostre esigenze scegliamo lo spessore di coibentazione più conveniente.

8. Rivestimento coibente tubi

8.1. Obiettivo

Obiettivo finale di questo lavoro è calcolare la potenza termica dispersa da una tubazione coibentata partendo dai dati di progetto della stessa

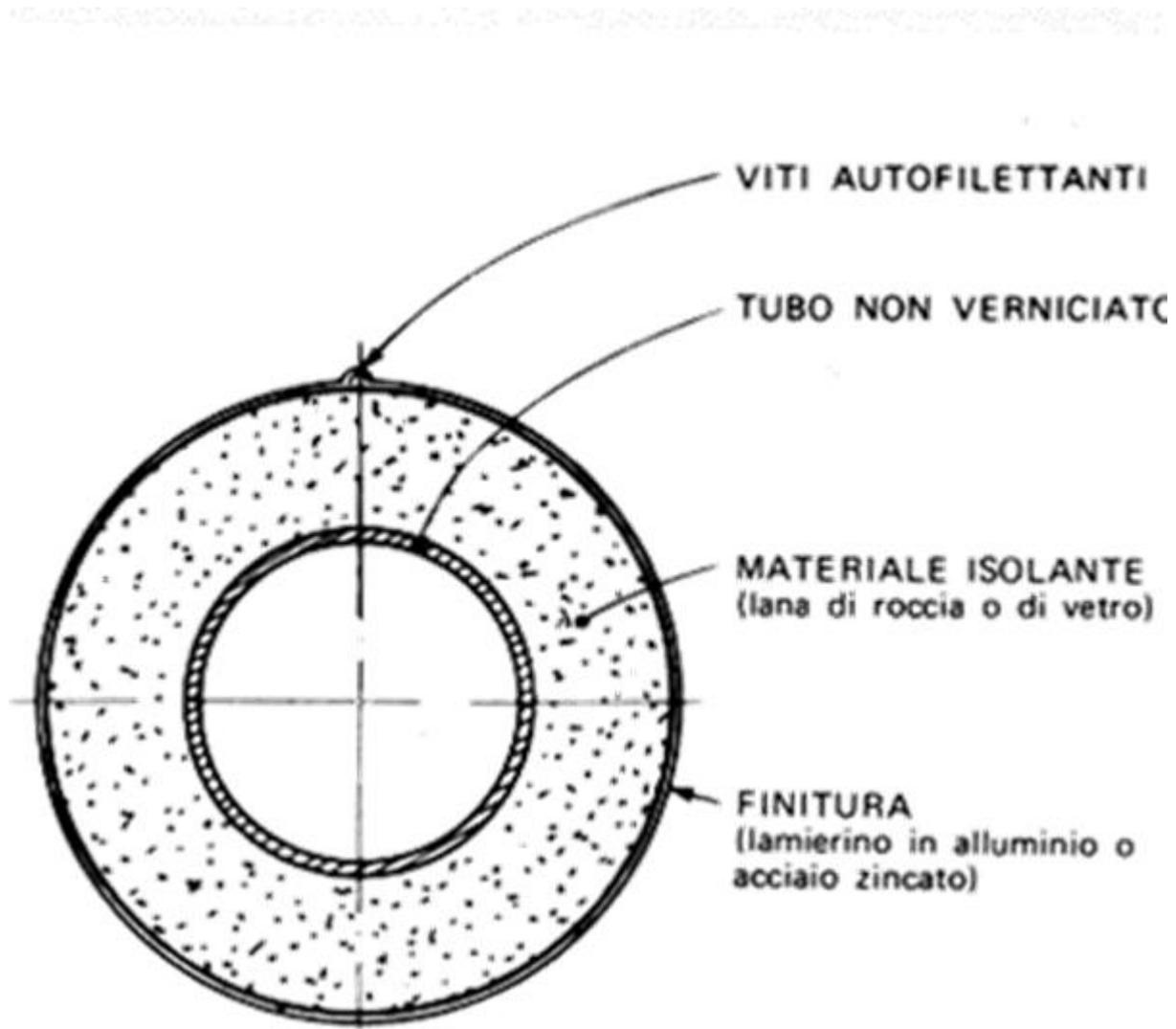


Figura 8.1: Schema di un rivestimento coibente per una tubazione calda

8.2. Dati di progetto

- Temperatura mandata fluido T_m (°C)
- Temperatura ritorno fluido T_r (°C)

- Raggio interno tubazione $r_{i,tub}$ (m)
- Raggio esterno tubazione $r_{e,tub}$ (m)
- Conduttività termica dell' isolante X (w/m °C)
- Temperatura ambiente T_a (m)
- Lunghezza tubazione di mandata L_m (m)
- Lunghezza tubazione di ritorno L_r (m)
- Calore specifico del fluido c_p (j/kg°C)
- Velocità del fluido nei tubi v (m/s)

8.3. Dimensionamento

Creiamo un foglio di calcolo excel in grado di mostrarci la variazione della potenza termica dispersa della parete esterna della tubazione coibentata (P_{disp} espressa in W) al variare dello spessore del rivestimento coibente (s espresso in m) utilizzando le formule seguenti (tabella 8.1):

$$\text{raggio mantello esterno } r_e = r_{e,tub} + s \quad (\text{m})$$

$$\text{coefficiente di adduzione } h_e = 9,5 + 0.0085 \sqrt[3]{t_a^4} \quad (\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$\text{Temperatura mantello } T_e = T_a - \frac{(T_a - T_i)}{h_e r_e \left(\frac{1}{X} \ln\left(\frac{r_e}{r_{e,tub}}\right) + \frac{1}{h_e r_e} \right)} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\text{Resistenza termica } R = \frac{1}{2 \pi} \left(\frac{1}{X} \ln\left(\frac{r_e}{r_{e,tub}}\right) + \frac{1}{h_e r_e} \right) \quad (\text{m } ^\circ\text{C/W})$$

$$\text{Potenza termica dispersa in mandata } P_{m,disp} = \frac{T_i - T_a}{R} L_m \quad (\text{W})$$

$$\text{Potenza termica dispersa in ritorno } P_{r,disp} = \frac{T_i - T_a}{R} L_r \quad (\text{W})$$

$$\text{Totale potenza termica dispersa } P_{disp} = P_{m,disp} + P_{r,disp} \quad (\text{W})$$

$$\text{Portata massica } \dot{m} = \pi r^2 v \rho_{fluido} \quad (\text{kg/s})$$

Potenza termica in transito $P_t = \dot{m} c_p (T_m - T_a) \text{ (W)}$

tm	tr	rit	ret	X	ta	U%	tr	he	s	re	Lm	Lr	v	te	R	Q	Qr	Qtot	portata	Q	P%
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	13	9,900973	0,005	0,059	150	150	1,5	51,09338	0,592764	18219,74	15689,22	33908,96	11,97022	501073,5	6,767262
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	14	9,900973	0,01	0,064	150	150	1,5	38,88902	0,865718	12475,19	10742,52	23217,71	11,97022	501073,5	4,633594
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	15	9,900973	0,015	0,069	150	150	1,5	32,98158	1,119613	9646,191	8306,442	17952,63	11,97022	501073,5	3,582834
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	16	9,900973	0,02	0,074	150	150	1,5	29,52624	1,356923	7959,183	6853,741	14812,92	11,97022	501073,5	2,956238
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	17	9,900973	0,025	0,079	150	150	1,5	27,27428	1,579675	6836,851	5887,289	12724,14	11,97022	501073,5	2,539376
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	18	9,900973	0,03	0,084	150	150	1,5	25,69933	1,789544	6035,057	5196,855	11231,91	11,97022	501073,5	2,24157
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	19	9,900973	0,035	0,089	150	150	1,5	24,54158	1,987936	5432,771	4678,22	10110,99	11,97022	501073,5	2,017866
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	20	9,900973	0,04	0,094	150	150	1,5	23,65823	2,176037	4963,152	4273,825	9236,977	11,97022	501073,5	1,843438
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	21	9,900973	0,045	0,099	150	150	1,5	22,96449	2,354859	4586,261	3949,281	8535,542	11,97022	501073,5	1,703451
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	22	9,900973	0,05	0,104	150	150	1,5	22,4069	2,525274	4276,763	3682,768	7959,532	11,97022	501073,5	1,588496
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	23	9,900973	0,055	0,109	150	150	1,5	21,95015	2,688035	4017,805	3459,776	7477,581	11,97022	501073,5	1,492312
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	24	9,900973	0,06	0,114	150	150	1,5	21,57002	2,843798	3797,738	3270,274	7068,012	11,97022	501073,5	1,410574
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	25	9,900973	0,065	0,119	150	150	1,5	21,24938	2,99314	3608,25	3107,105	6715,355	11,97022	501073,5	1,340194
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	26	9,900973	0,07	0,124	150	150	1,5	20,97576	3,136569	3443,253	2965,023	6408,276	11,97022	501073,5	1,278909
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	27	9,900973	0,075	0,129	150	150	1,5	20,73991	3,274533	3298,18	2840,099	6138,279	11,97022	501073,5	1,225026
90	80	0,0504	0,054	0,044	18	50%	28	9,900973	0,08	0,134	150	150	1,5	20,53479	3,407435	3169,54	2729,326	5898,865	11,97022	501073,5	1,177246

Tabella 8.1: foglio di calcolo che fornisce la dispersione di potenza termica, variando lo spessore del rivestimento coibentante, della tubazione in esame

Sceghieremo lo spessore coibente esistente in commercio che ci consente di avere tenere i costi più contenuti (spesa coibentazione + spesa per potenza termica dispersa).

9. Dimensionamento della rete

9.1. Obiettivo

Obiettivo finale di questo lavoro è il dimensionamento di massima di una rete di acqua potabile e di una rete antincendio partendo da dimensioni geometriche di progetto e conoscendo le utenze da servire.

9.2. Dati di progetto

Schema impianto (Figura 9.1) in cui le misure sono espresse in metri e i nodi con le lettere (maiuscolo e linea continua = acqua potabile; minuscolo e linea tratteggiata = acqua antincendio)

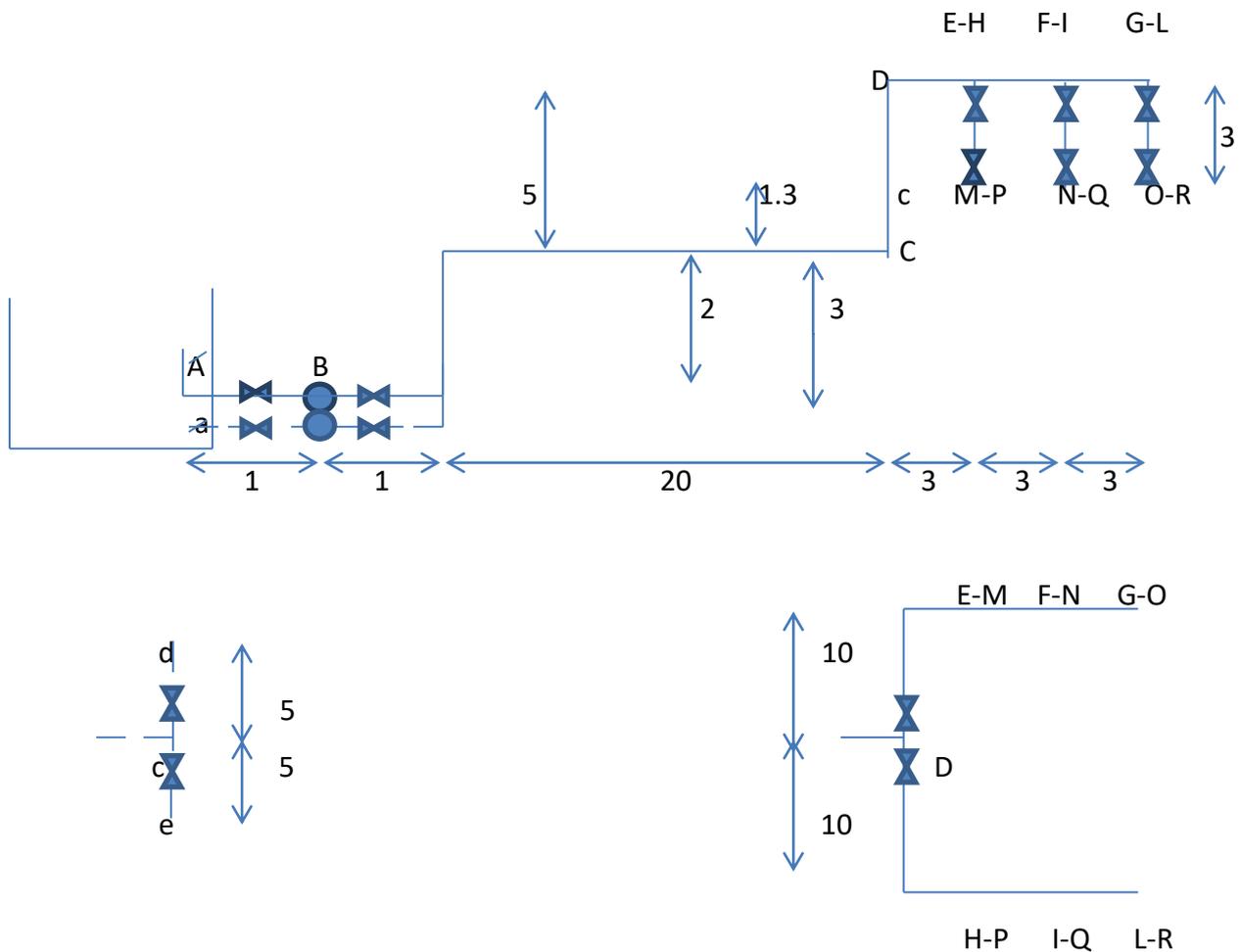


Figura 9.1: Schema di massima (vista laterale e in pianta) delle reti di acqua potabile (linea continua e nodi maiuscoli) e di quella antincendio (linea tratteggiata e nodi minuscoli)

Utenze (vedi tabella)

nodì	Tipo utenze	numero	Portata singola (l/s)	Portata complessiva (l/s)
M	Lavabo	2	0.1	0.2
N	Doccia	2	0.1	0.2
O	W.C.	3	0.1	0.3
O	Orinatoio	3	0.1	0.3
P	Lavabo	2	0.1	0.2
Q	Doccia	2	0.1	0.2
R	W.C.	3	0.1	0.3
R	Bidè	3	0.1	0.3
d	Lancia idrica UNI 45/14	1	3.05	3.05
e	Lancia idrica UNI 45/14	1	3.05	3.05

Tabella 9.1: Tipi, quantità e portata delle utenze

Pressione residua minima al bocchello della lancia idrica 20 m H_2O considerando la perdita del bocchello di 2 m H_2O .

9.3. Dimensionamento

9.3.1. Dimensionamento rete acqua potabile

Dimensionamento delle tubazioni

Procediamo calcolando la portata (Q) di punta per ogni ramo considerando tutte le utenze collegate

Ramo A-D

Q = 2 l/s

Rami D-E e D-H

Q = 1 l/s

Rami E-F e H-I

Q = 0,8 l/s

Rami F-G-O e I-L-R

$$Q = 0.6 \text{ l/s}$$

Vista la piccola dimensione dell' impianto nei manuali è consigliata una velocità di $v \approx 1 \text{ m/S}$

Andiamo a calcolare i diametri interni delle tubazioni nei vari rami secondo la formula

$$D = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi v}}$$

Per poi scegliere la tubazione esistente in commercio con il diametro interno più simile (vedi tabella)

Ramo A-D

DN 50

Rami D-G e D-H

DN 32

Rami E-M, F-N, H-P, I-Q

DN 15

Rami L-R e G-O

DN 25

In base a questi diametri (ϕ) calcoliamo la velocità effettiva ($c \text{ m/s}$) dell' acqua nei vari rami secondo la formula

$$c = \frac{4 Q}{\pi \phi^2}$$

Dimensionamento pompa

A questo punto andiamo a calcolare le perdite di carico nelle tubazioni utilizzando l'equazione di Colebrook per il calcolo del cadente piezometrico i ($\text{m } H_2O/\text{m}$) e i dati della tabella per il calcolo delle perdite di carico localizzate

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} + 2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.71 \phi} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) = 0 \text{ il calcolo viene effettuato per tentativi (vedi tabella 9.3-9.8)}$$

$$i = \frac{\lambda c^2}{2 g \phi}$$

Con (oltre ai simboli già noti)

g = accelerazione di gravità ($9,81 \text{ m/s}^2$)

ε = scabrezza (per i tubi adibiti al trasporto di acqua potabile $\varepsilon = 0,0001 \text{ m}$)

Re = numero di Reynolds

$$Re = \frac{c \phi}{\nu}$$

ν = viscosità cinematica ($\nu = 1.24 E^{-6} \text{ (m}^2/\text{s)}$)

DN	Curve			Raccordi		Saracinesca	Valvola di ritegno
	45°	90°	90° ampio raggio	Tes	Croce		
	Lunghezza di tubazione equivalente (metri)						
25	0,2	0,4	0,4	1,1	1,1		1,1
32	0,2	0,6	0,4	1,3	1,3		1,5
40	0,4	0,9	0,4	1,7	1,7		1,9
50	0,4	1,1	0,6	2,1	2,1	0,2	2,3
65	0,6	1,3	0,9	2,6	2,6	0,2	3,0
80	0,6	1,5	1,1	3,2	3,2	0,2	3,4
100	0,9	2,1	1,3	4,3	4,3	0,4	4,7
125	1,1	2,6	1,7	5,3	5,3	0,4	5,9
150	1,5	3,0	1,9	6,4	6,4	0,6	7,4
200	1,9	3,8	2,8	7,4	7,4	0,9	9,6
250	2,3	4,7	3,4	10,6	10,6	1,1	11,7
300	2,8	5,7	3,8	12,8	12,8	1,3	13,8

Tabella 9.2: Lunghezza di tubazione equivalente dovuta alle perdite di carico localizzate

Sommando tutte le perdite di carico troviamo la perdita di carico totale della tubazione ($Y \text{ m } H_2O$)

$$Y = 4.3 \text{ m } H_2O$$

Adesso possiamo calcolare la prevalenza della pompa ($H \text{ (m } H_2O)$)

$$H = H_g + H_p + Y$$

Con

H_g = altezza geodetica (2+5=7 m H_2O)

H_p = pressione residua minima all' uscita delle utenze (2 m H_2O)

$$H = 13.4 \text{ m } H_2O$$

$$Q = 0.002 \text{ m}^3/\text{s}$$

Q (l/s)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c (m/s)	viscosità (m ² /s)	ε (m)	Re	λ test	verifica
2	53,1	60,3	3,6	0,90313	0,00000124	0,0001	38674,43	0,02697	0,00037766
2	53,1	60,3	3,6	0,90313	0,00000124	0,0001	38674,43	0,026971	0,00025773
2	53,1	60,3	3,6	0,90313	0,00000124	0,0001	38674,43	0,026972	0,0001378
2	53,1	60,3	3,6	0,90313	0,00000124	0,0001	38674,43	0,026973	1,7883E-05
2	53,1	60,3	3,6	0,90313	0,00000124	0,0001	38674,43	0,026974	-0,000102
2	53,1	60,3	3,6	0,90313	0,00000124	0,0001	38674,43	0,026975	-0,0002219
2	53,1	60,3	3,6	0,90313	0,00000124	0,0001	38674,43	0,026976	-0,0003418
2	53,1	60,3	3,6	0,90313	0,00000124	0,0001	38674,43	0,026977	-0,0004617
2	53,1	60,3	3,6	0,90313	0,00000124	0,0001	38674,43	0,026978	-0,0005816

Tabella 9.3: calcolo del cadente piezometrico dei rami A-B,B-C,C-D ($\lambda=0.026973$)

Q (l/s)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c (m/s)	viscosità (m ² /s)	ε (m)	Re	λ test	verifica
1	36	42,4	3,2	0,98244	0,00000124	0,0001	28522,39	0,02972	0,00081771
1	36	42,4	3,2	0,98244	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029721	0,0007142
1	36	42,4	3,2	0,98244	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029722	0,0006107
1	36	42,4	3,2	0,98244	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029723	0,0005072
1	36	42,4	3,2	0,98244	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029724	0,00040371
1	36	42,4	3,2	0,98244	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029725	0,00030022
1	36	42,4	3,2	0,98244	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029726	0,00019674
1	36	42,4	3,2	0,98244	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029727	9,3257E-05
1	36	42,4	3,2	0,98244	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029728	-1,022E-05

Tabella 9.4: calcolo del cadente piezometrico dei rami D-E,D-H ($\lambda=0.029728$)

Q (l/s)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c (m/s)	viscosità (m ² /s)	ε (m)	Re	λ test	verifica
0,8	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,03054	0,00084426
0,8	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030541	0,00074408
0,8	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030542	0,00064391
0,8	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030543	0,00054374
0,8	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030544	0,00044358
0,8	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030545	0,00034342
0,8	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030546	0,00024327
0,8	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030547	0,00014312
0,8	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030548	4,2981E-05

Tabella 9.5: calcolo del cadente piezometrico dei rami E-F,H-I ($\lambda=0.030548$)

Q (l/s)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c (m/s)	viscosità (m ² /s)	ε (m)	Re	λ test	verifica
0,6	36	42,4	3,2	0,58946	0,00000124	0,0001	17113,43	0,0318	0,00018596
0,6	36	42,4	3,2	0,58946	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031801	9,0645E-05
0,6	36	42,4	3,2	0,58946	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031802	-4,669E-06
0,6	36	42,4	3,2	0,58946	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031803	-9,998E-05
0,6	36	42,4	3,2	0,58946	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031804	-0,0001953
0,6	36	42,4	3,2	0,58946	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031805	-0,0002906
0,6	36	42,4	3,2	0,58946	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031806	-0,0003859
0,6	36	42,4	3,2	0,58946	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031807	-0,0004812
0,6	36	42,4	3,2	0,58946	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031808	-0,0005765

Tabella 9.6: calcolo del cadente piezometrico dei rami F-G,I-L ($\lambda=0.031802$)

Q (l/s)	ϕ_i (mm)	ϕ_e (mm)	s (mm)	c (m/s)	viscosità (m ² /s)	ϵ (m)	Re	λ test	verifica
0,2	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,03782	0,00030736
0,2	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037821	0,00023506
0,2	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037822	0,00016275
0,2	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037823	9,0454E-05
0,2	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037824	1,8157E-05
0,2	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037825	-5,414E-05
0,2	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037826	-0,0001264
0,2	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037827	-0,0001987
0,2	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037828	-0,000271

Tabella 9.7: calcolo del cadente piezometrico dei rami E-M,F-N,H-P,I-Q ($\lambda=0.037824$)

Q (l/s)	ϕ_i (mm)	ϕ_e (mm)	s (mm)	c (m/s)	viscosità (m ² /s)	ϵ (m)	Re	λ test	verifica
0,6	27,3	33,7	3,2	1,02503	0,00000124	0,0001	22567,17	0,03203	0,00055536
0,6	27,3	33,7	3,2	1,02503	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032031	0,0004629
0,6	27,3	33,7	3,2	1,02503	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032032	0,00037045
0,6	27,3	33,7	3,2	1,02503	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032033	0,000278
0,6	27,3	33,7	3,2	1,02503	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032034	0,00018555
0,6	27,3	33,7	3,2	1,02503	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032035	9,3107E-05
0,6	27,3	33,7	3,2	1,02503	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032036	6,6965E-07
0,6	27,3	33,7	3,2	1,02503	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032037	-9,176E-05
0,6	27,3	33,7	3,2	1,02503	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032038	-0,0001842

Tabella 9.8: calcolo del cadente piezometrico dei rami G-O,L-R ($\lambda=0.032036$)

RAMO	NOTE	n	Leq (m)	L (m)	Q l/s	v prog	D (mm)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c	viscosità (mε (m)	Re	λ	i (m/m)	ΔH
AB	tratto rettilineo	1	1	1	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0,021117
	curva a 45°		0,564	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	curva a 90°		1,551	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	curva a 90° ampio r		0,846	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	tee		2,961	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	croce		2,961	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	saracinesca	1	0,282	0,282	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0,005955
	valvola di ritegno	1	3,243	3,243	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0,068483
	totale tratto															0,095556
RAMO	NOTE	n	Leq (m)	L (m)	Q l/s	v prog	D (mm)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c	viscosità (mε (m)	Re	λ	i (m/m)	ΔH
BC	tratto rettilineo	1	23	23	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0,485697
	curva a 45°		0,564	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	curva a 90°	3	1,551	4,653	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0,098259
	curva a 90° ampio r		0,846	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	tee		2,961	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	croce		2,961	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	saracinesca	1	0,282	0,282	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0,005955
	valvola di ritegno		3,243	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	totale tratto															0,589911
RAMO	NOTE	n	Leq (m)	L (m)	Q l/s	v prog	D (mm)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c	viscosità (mε (m)	Re	λ	i (m/m)	ΔH
CD	tratto rettilineo	1	5	5	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0,105586
	curva a 45°		0,564	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	curva a 90°		1,551	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	curva a 90° ampio r		0,846	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	tee	1	2,961	2,961	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0,062528
	croce		2,961	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	saracinesca		0,282	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	valvola di ritegno		3,243	0	2	1	50,46265	53,1	60,3	3,6	0,903132	0,00000124	0,0001	38674,43	0,021117	0
	totale tratto															0,168115

Tabella 9.9: calcolo perdite delle carico nei tratti indicati nella tabella

RAMO	NOTE	n	Leq (m)	L (m)	Q l/s	v prog	D (mm)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c	viscosità (mε (m)	Re	λ	i (m/m)	ΔH	
DE-DH	tratto rettilineo	2	13	26	1	1	35,68248	36	42,4	3,2	0,982438	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029728	0,040623	1,056204
	curva a 45°		0,282	0	1	1	35,68248	36	42,4	3,2	0,982438	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029728	0,040623	0
	curva a 90°	2	0,846	1,692	1	1	35,68248	36	42,4	3,2	0,982438	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029728	0,040623	0,068735
	curva a 90° ampio r		0,564	0	1	1	35,68248	36	42,4	3,2	0,982438	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029728	0,040623	0
	tee	2	1,833	3,666	1	1	35,68248	36	42,4	3,2	0,982438	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029728	0,040623	0,148925
	croce		1,833	0	1	1	35,68248	36	42,4	3,2	0,982438	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029728	0,040623	0
	saracinesca	2	0	0	1	1	35,68248	36	42,4	3,2	0,982438	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029728	0,040623	0
	valvola di ritegno		2,115	0	1	1	35,68248	36	42,4	3,2	0,982438	0,00000124	0,0001	28522,39	0,029728	0,040623	0
	totale tratto																1,273863
RAMO	NOTE	n	Leq (m)	L (m)	Q l/s	v prog	D (mm)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c	viscosità (mε (m)	Re	λ	i (m/m)	ΔH	
EF-HI	tratto rettilineo	2	3	6	0,8	1	31,91538	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030548	0,026716	0,160296
	curva a 45°		0,282	0	0,8	1	31,91538	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030548	0,026716	0
	curva a 90°		0,846	0	0,8	1	31,91538	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030548	0,026716	0
	curva a 90° ampio r		0,564	0	0,8	1	31,91538	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030548	0,026716	0
	tee	2	1,833	3,666	0,8	1	31,91538	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030548	0,026716	0,097941
	croce		1,833	0	0,8	1	31,91538	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030548	0,026716	0
	saracinesca		0	0	0,8	1	31,91538	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030548	0,026716	0
	valvola di ritegno		2,115	0	0,8	1	31,91538	36	42,4	3,2	0,78595	0,00000124	0,0001	22817,91	0,030548	0,026716	0
	totale tratto																0,258237
RAMO	NOTE	n	Leq (m)	L (m)	Q l/s	v prog	D (mm)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c	viscosità (mε (m)	Re	λ	i (m/m)	ΔH	
FG-IL	tratto rettilineo	2	3	6	0,6	1	27,63953	36	42,4	3,2	0,589463	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031802	0,015645	0,093868
	curva a 45°		0,282	0	0,6	1	27,63953	36	42,4	3,2	0,589463	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031802	0,015645	0
	curva a 90°		0,846	0	0,6	1	27,63953	36	42,4	3,2	0,589463	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031802	0,015645	0
	curva a 90° ampio r		0,564	0	0,6	1	27,63953	36	42,4	3,2	0,589463	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031802	0,015645	0
	tee	2	1,833	3,666	0,6	1	27,63953	36	42,4	3,2	0,589463	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031802	0,015645	0,057353
	croce		1,833	0	0,6	1	27,63953	36	42,4	3,2	0,589463	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031802	0,015645	0
	saracinesca		0	0	0,6	1	27,63953	36	42,4	3,2	0,589463	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031802	0,015645	0
	valvola di ritegno		2,115	0	0,6	1	27,63953	36	42,4	3,2	0,589463	0,00000124	0,0001	17113,43	0,031802	0,015645	0
	totale tratto																0,151221

Tabella 9.10: calcolo della perdita di carico nei tratti indicati in tabella

RAMO	NOTE	n	Leq (m)	L (m)	Q l/s	v prog	D (mm)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c	viscosità (mε (m)	Re	λ	i (m/m)	ΔH	
EM-FN	tratto rettilineo	4	3	12	0,2	1	15,95769	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037824	0,115563	1,386758
HP-IQ	curva a 45°		0,282	0	0,2	1	15,95769	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037824	0,115563	0
	curva a 90°		0,564	0	0,2	1	15,95769	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037824	0,115563	0
	curva a 90° ampio r		0,564	0	0,2	1	15,95769	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037824	0,115563	0
	tee	0	1,551	0	0,2	1	15,95769	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037824	0,115563	0
	croce		1,551	0	0,2	1	15,95769	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037824	0,115563	0
	saracinesca	8	0	0	0,2	1	15,95769	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037824	0,115563	0
	valvola di ritegno		1,551	0	0,2	1	15,95769	16,1	21,3	2,6	0,9824	0,00000124	0,0001	12755,36	0,037824	0,115563	0
	totale tratto																1,386758
RAMO	NOTE	n	Leq (m)	L (m)	Q l/s	v prog	D (mm)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c	viscosità (mε (m)	Re	λ	i (m/m)	ΔH	
GO-LR	tratto rettilineo	2	3	6	0,6	1	27,63953	27,3	33,7	3,2	1,025029	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032036	0,062842	0,377051
	curva a 45°		0,282	0	0,6	1	27,63953	27,3	33,7	3,2	1,025029	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032036	0,062842	0
	curva a 90°		0,564	0	0,6	1	27,63953	27,3	33,7	3,2	1,025029	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032036	0,062842	0
	curva a 90° ampio r		0,564	0	0,6	1	27,63953	27,3	33,7	3,2	1,025029	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032036	0,062842	0
	tee	0	1,551	0	0,6	1	27,63953	27,3	33,7	3,2	1,025029	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032036	0,062842	0
	croce		1,551	0	0,6	1	27,63953	27,3	33,7	3,2	1,025029	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032036	0,062842	0
	saracinesca	4	0	0	0,6	1	27,63953	27,3	33,7	3,2	1,025029	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032036	0,062842	0
	valvola di ritegno		1,551	0	0,6	1	27,63953	27,3	33,7	3,2	1,025029	0,00000124	0,0001	22567,17	0,032036	0,062842	0
	totale tratto																0,377051
	TOTALE PERDITE																4,300711

Tabella 9.11: calcolo della perdita di carico nei tratti indicati in tabella e della Y (ΔH) totale

Tutti i calcoli sono svolti con un foglio di calcolo excel come da tabelle 9.9-9.11 (si precisa che, dove non diversamente specificato, le formule sono svolte utilizzando le unità di misura del sistema internazionale).

9.3.2. Dimensionamento rete antincendio

Procediamo in modo analogo a quello dell'acqua potabile quindi riutilizzeremo il foglio di calcolo creato precedentemente variando semplicemente i valori di partenza (vedi tabelle 9.12-9.13 per il calcolo di λ e tabella 9.14 per il calcolo di Y_a) otteniamo così

$$H = H_{ga} + H_{pa} + Y_a$$

Con

$$H_{ga} = \text{altezza geodetica (3+1,3=4,3 m } H_2O)$$

$$H_{pa} = \text{pressione residua minima all' uscita delle utenze (22 m } H_2O)$$

$$Y_a = 9,04 \text{ m } H_2O$$

$$H = 35,34 \text{ m } H_2O$$

$$Q = 0.0061 \text{ m}^3/\text{s}$$

Q (l/s)	ϕ_i (mm)	ϕ_e (mm)	s (mm)	c (m/s)	viscosità (m ² /s)	ϵ (m)	Re	λ test	verifica
6,1	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,02454	0,000582
6,1	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024541	0,000448
6,1	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024542	0,000315
6,1	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024543	0,000181
6,1	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024544	4,71E-05
6,1	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024545	-8,7E-05
6,1	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024546	-0,00022
6,1	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024547	-0,00035
6,1	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024548	-0,00049
6,1	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024549	-0,00062

Tabella 9.12 : Calcolo di λ per i rami a-b, b-c ($\lambda=0.024544$)

Q (l/s)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c (m/s)	viscosità (m ² /s)	ε (m)	Re	λ test	verifica
3,05	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,02342	0,000942
3,05	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023421	0,000795
3,05	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023422	0,000648
3,05	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023423	0,000501
3,05	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023424	0,000354
3,05	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023425	0,000207
3,05	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023426	6E-05
3,05	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023427	-8,7E-05
3,05	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023428	-0,00023
3,05	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023429	-0,00038

Tabella 9.13 : Calcolo di λ per i rami c-d, c-e (λ=0.023427)

9.3.3. Dimensionamento vasca interrata

Procediamo col calcolo della capacità d' acqua richiesta dalla rete di acqua potabile, tale capacità deve consentire il funzionamento contemporaneo di tutte le utenze per 20 minuti

$$V_{v,p} = Q \cdot 1200 = 2400 \text{ l}$$

Calcoliamo ora la capacità richiesta dalla rete antincendio che deve consentire il funzionamento di tutte le utenze per almeno 1 ora

$$V_{v,a} = Q_a \cdot 3600 = 21960 \text{ l}$$

$$V = \frac{V_{v,p} + V_{v,a}}{\rho_{h20}} = 24,36 \text{ m}^3$$

Visto che l'altezza della vasca è di 3 metri la base sarà $8,12 \text{ m}^2$ e l'imbocco della tubatura dell'acqua potabile sarà posta a 30 cm sotto il livello dell'acqua nella vasca così da formare una compartimentazione ed avere sempre disponibile la quantità d'acqua richiesta dalla rete antincendio.

RAMO	NOTE	n	Leq (m)	L (m)	Q l/s	v prog	D (mm)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c	viscosità (mε (m)	Re	λ	i (m/m)	ΔH	
AB	tratto rettilineo	1	1	1	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024544	0,178753	0,178753
	curva a 45°		0,564	0	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024544	0,178753	0
	curva a 90°		1,551	0	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024544	0,178753	0
	curva a 90° ampio r		0,846	0	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024544	0,178753	0
	tee		2,961	0	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024544	0,178753	0
	croce		2,961	0	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024544	0,178753	0
	saracinesca	1	0,282	0,282	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024544	0,178753	0,050408
	valvola di ritegno	1	3,243	3,243	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024544	0,178753	0,579696
	totale tratto																0,808858
RAMO	NOTE	n	Leq (m)	L (m)	Q l/s	v prog	D (mm)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c	viscosità (mε (m)	Re	λ	i (m/m)	ΔH	
BC	tratto rettilineo	1	25,3	25,3	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024549	0,17879	4,523375
	curva a 45°		0,564	0	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024549	0,17879	0
	curva a 90°	3	1,551	4,653	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024549	0,17879	0,831908
	curva a 90° ampio r		0,846	0	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024549	0,17879	0
	tee	1	2,961	2,961	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024549	0,17879	0,529396
	croce		2,961	0	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024549	0,17879	0
	saracinesca	1	0,282	0,282	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024549	0,17879	0,050419
	valvola di ritegno		3,243	0	6,1	2,5	55,73782	53,1	60,3	3,6	2,754552	0,00000124	0,0001	117957	0,024549	0,17879	0
	totale tratto																5,935098
RAMO	NOTE	n	Leq (m)	L (m)	Q l/s	v prog	D (mm)	φi (mm)	φe (mm)	s (mm)	c	viscosità (mε (m)	Re	λ	i (m/m)	ΔH	
CD-DE	tratto rettilineo	2	5	10	3,05	2,5	39,41259	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023426	0,139428	1,394277
	curva a 45°		0,564	0	3,05	2,5	39,41259	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023426	0,139428	0
	curva a 90°		1,551	0	3,05	2,5	39,41259	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023426	0,139428	0
	curva a 90° ampio r		0,846	0	3,05	2,5	39,41259	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023426	0,139428	0
	tee	2	2,961	5,922	3,05	2,5	39,41259	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023426	0,139428	0,825691
	croce		2,961	0	3,05	2,5	39,41259	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023426	0,139428	0
	saracinesca	2	0,282	0,564	3,05	2,5	39,41259	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023426	0,139428	0,078637
	valvola di ritegno		3,243	0	3,05	2,5	39,41259	41,9	48,3	3,2	2,211984	0,00000124	0,00005	74743,64	0,023426	0,139428	0
	totale tratto																2,298604
	TOTALE PERDITE																9,04256

Tabella 9.14 : Calcolo delle perdite di carico Y totali e nei rami indicati in tabella

