



UNIONE  
EUROPEA



REPUBBLICA  
ITALIANA



REGIONE AUTONOMA DELLA  
SARDEGNA



Ente acque della Sardegna

P. O. F.E.S.R. 2007-2013  
ASSE IV – OBIETTIVO OPERATIVO 4.1.5  
LINEA DI ATTIVITA' 4.1.5.b

**PROGETTO ESECUTIVO DEGLI INTERVENTI DI  
RIQUALIFICAZIONE DEGLI IMPIANTI ELETTRICO ED  
OLEODINAMICO DEGLI ORGANI MECCANICI DI SCARICO  
DELLA DIGA DI PUNTA GENNARTA E MEDAU ZIRIMILIS**

Approvato con det. D. S.IN./LL.PP.  
Prot.35414 rep.1996 del 17 OTT. 2013

**RELAZIONE DI CALCOLO IMPIANTO  
OLEODINAMICO MEDAU ZIRIMILIS**

Allegato

**G.2.2**

*Redatto dal Servizio Dighe*

**Responsabile del Procedimento:**

Ing. Maurizio Meloni

Ing. Francesca Piras (dal 29.07.2013)

**Responsabile della sicurezza in fase di  
progettazione ed esecuzione:**

P.I. Stefano Salvatici

**Redazione a cura di:**

**Progettista:** Ing. Sergio Deiana

**Collaborazione tecnica:** Geom. Carmine Villecco

**Consulente:**

Ing. Andrea Bianchi

**Servizio per attività tecnico amministrative:**

Ing. Piero Piccoi

**Il Direttore Generale**

Ing. Franco Ollargiu

**Il Direttore del Servizio**

Ing. Francesca Piras

**SETTEMBRE 2013**

## 0. DATI DI PROGETTO

### 0.1 Riferimenti:

Nota Calcoli del 1985 Ditta Manfredini;  
Nota Calcoli del 2010 P.I. Antonio Sisti;

### 0.1 Caratteristiche

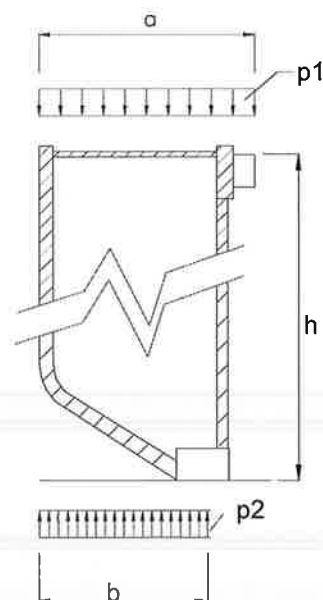
#### Invaso

• Larghezza netta della luce	2,10 m
• Altezza netta della luce	3,05 m
• Carico di progetto sulla soglia	44,41 m
• Quota di massimo vaso	149,70 m s.l.m.
• Quota di soglia paratoie piane	105,29 m s.l.m.
• Quota della camera meccanismi	111,50 m s.l.m.

## 1. - PARATOIA PIANA A STRISCIAMENTO luce 2,1 x 3,05 m battente 40,00 m

### 1.1 – VERIFICA FORZE DI MANOVRA

Peso diaframma stimato	$P_p = 35 \text{ kN}$
Peso asta	$P_a = 3 \text{ kN}$
Carico totale sulla paratoia <u>con battente di 40,00 m</u>	$Q_t = 2582 \text{ kN}$
Coefficiente attrito vie di corsa	$\mu = 0,4$
Forza di attrito vie di corsa ( $F_s$ ) $Q_t \times \mu =$	$1033 \text{ kN}$



$$P1 = 0,362 \text{ N/mm}^2$$

$$P2 = 0,392 \text{ N/mm}^2$$

$$a = 405 \text{ mm}$$

$$b = 362 \text{ mm}$$

$$L = 2200 \text{ mm}$$

Spinta statica superiore ( $F1s$ )	$a * L * p1 = 325 \text{ kN}$
Spinta statica inferiore ( $F2s$ )	$b * L * p2 = 315 \text{ kN}$
Spinta dinamica down-pull ( $F2D$ )	$0,5 * F2s = 157,5 \text{ kN}$

Forza richiesta in apertura:

$$F_{ap} = P_p + P_a + F_s + F_{1s} - F_{2s} + F_{2d} = 1238 \text{ kN}$$

Forza richiesta in chiusura:

$$F_{ch} = F_s - F_{1s} + F_{2s} - P_p - P_a = 985 \text{ kN}$$

Dalla Nota Calcoli Manfredini si ricavano le seguenti forze di manovra:

Forza considerata in apertura: 1339,2 kN

Forza considerata in chiusura: 729,8 kN

Pressione massima di esercizio 121 bar

Si considerano i valori maggiori.

Le velocità di manovra indicate nella Relazione P.I. Sisti sono le seguenti:

Velocità di manovra in apertura 0,27 m/min

Velocità di manovra in chiusura 0,24 m/min

## 1.2 – CARATTERISTICHE MECCANISMI OLEODINAMICI

- Diametro alesaggio	400	mm
- Diametro asta sollevamento	140	mm
- Corsa	3100	mm
- Sezione in apertura	$S_1 =$	1102,7 mm <sup>2</sup>
- Sezione in chiusura	$S_2 =$	1256,6 mm <sup>2</sup>
- Pressione in apertura	$\frac{F_{ap}}{S_1} =$	121,45 bar
- Pressione in chiusura	$\frac{F_{ch}}{S_2} =$	58 bar

## 1.3. – VERIFICA CARICO DI PUNTA ASTE DI MANOVRA

$l$ = distanza fra le due cerniere	3200 mm
$d$ = diametro dell'asta	140 mm
$\beta$ = coefficiente di vincolo dell'asta	1
$E$ = modulo di elasticità	206000 N/mm <sup>2</sup>
$L_c$ = lunghezza libera d'inflessione ( $\beta \cdot l$ )	3200 mm
$J_{min}$ = momento d'inerzia della sezione	18,85 E06 mm <sup>4</sup>

Il carico critico ( $N_{Cr}$ ) è fornito dalla formula di Eulero:

$$N_{Cr} = \frac{\pi^2 E J_{min}}{L_c^2} = 3742 \text{ kN}$$

Pressione di taratura valvola di sicurezza  
Forza max di compressione

$P_t = 90 \text{ bar (9,0 N/mm}^2\text{)}$   
 $F_{MC} = P_t \times S_2 = 1131 \text{ kN}$

Coefficiente di sicurezza

$$\frac{N_{CR}}{F_{MC}} = 3,3 > 3$$

## 2. – CARATTERISTICHE CENTRALE OLEODINAMICA

- N° 2 Gruppi elettropompa funzionanti uno di riserva all'altro
- Portata di ogni pompa  $Q_p = 30 \text{ l/min.} = 1,8 \text{ mc/h}$
- Potenza motore elettrico  $N = 11 \text{ kW}$
- Rendimento meccanico  $\eta_m = 0,8$

- Pressione massima erogata dalle pompe:

$$P = \frac{N \times \eta_m}{Q_s} = \frac{11.000 \times 0,8}{30 \times 10^{-3} / 60} 10^{-5} = 176 \text{ bar}$$

## 3 – CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO

### 3.1 – Caratteristiche generali

- Temperatura di calcolo  $5^\circ\text{C}$
- Classe di viscosità olio ISO VG 32
- Viscosità cinematica olio a  $5^\circ\text{C}$   $\nu = 100 \text{ cSt}$
- Peso specifico dell'olio  $\gamma = 880 \text{ kg/m}^3$

### 3.2 – Perdite di carico tra centrale oleodinamica e paratoia piana.

#### 3.2.1. – Tubo di mandata "A.."

- Portata massima transitante  $Q_p = 30 \text{ l/min}$
- Lunghezza tubazione  $L = 25 \text{ m}$
- Dimensioni  $20 \times 2 \text{ mm}$
- Diametro interno  $D_t = 16 \text{ mm}$
- Sezione interna  $S_t = 201 \text{ mm}^2$
- Velocità olio nei tubi

$$V_t = \frac{Q_p}{S_t} = 2,48 \text{ m/s}$$

- Numero di Reynolds

$$Re = \frac{V_t \times D_t}{\nu} = 396,8$$

Siccome  $Re$  è minore di 2000, il moto dell'olio è di tipo laminare:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = 0,16$$

- Perdite di carico nel collettore di mandata "A" (lunghezza 25 m):

$$\Delta p = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V_t^2}{2g} \times (\gamma \times g) \times 10^{-5} = \mathbf{6,81 \text{ bar}}$$

### 3.2.2. – Tubo di ritorno "B"

- Portata massima transitante  $Q_{pb}$  34,18 l/min  
(La portata transitante è quella della pompa moltiplicata per il rapporto delle due sezioni del meccanismo)
- Lunghezza tubazione  $L = 25 \text{ m}$
- Dimensioni  $20 \times 2 \text{ mm}$
- Diametro interno  $D_t = 16 \text{ mm}$
- Sezione interna  $S_t = 201 \text{ mm}^2$
- Velocità olio nei tubi

$$V_{tr} = \frac{Q_{pb}}{S_t} = 2,83 \text{ m/s}$$

- Numero di Reynolds

$$Re = \frac{V_{tr} \times D_t}{\nu} = 453,45$$

Siccome  $Re$  è minore di 2000, il moto dell'olio è di tipo laminare:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

- Perdite di carico nel collettore di ritorno "B" (lunghezza 25 m):

$$\Delta p = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V_t^2}{2g} \times (\gamma \times g) \times 10^{-5} = \mathbf{7,79 \text{ bar}}$$

### 3.3 – Perdite di carico totali

3.2.1. – Tubo di mandata "A"	6,816 bar
3.2.2. – Tubo di ritorno "B"	7,79 bar
- Perdite di carico concentrate sulle apparecchiature	4 bar

**Perdite di carico totali** **18,5 bar**

NOTA: Non vengono eseguiti i calcoli delle perdite di carico durante la chiusura delle paratoie in quanto inferiori a quelle in apertura.

#### 4 – CALCOLO FINALE DEI GRUPPI ELETTROPOMPA

- Pressione massima necessaria in ingresso cilindri	121 bar
- Perdite di carico nel circuito	18,5 bar
- Pressione necessaria in uscita pompe	<b>139,5 bar</b>
- Valore di taratura valvole di sicurezza pompe	<b>140 bar</b>

Il valore della pressione di taratura delle valvole di sicurezza è conforme al valore di pressione di prova dei meccanismi a pistone, pari a 140 bar, indicata dal costruttore.

E' bene tenere in considerazione che qualsiasi intervento di manutenzione relativo al meccanismo di monte, comporta lo svuotamento dell'invaso. Di conseguenza si consiglia di non utilizzare la paratoia di monte con carico squilibrato.