

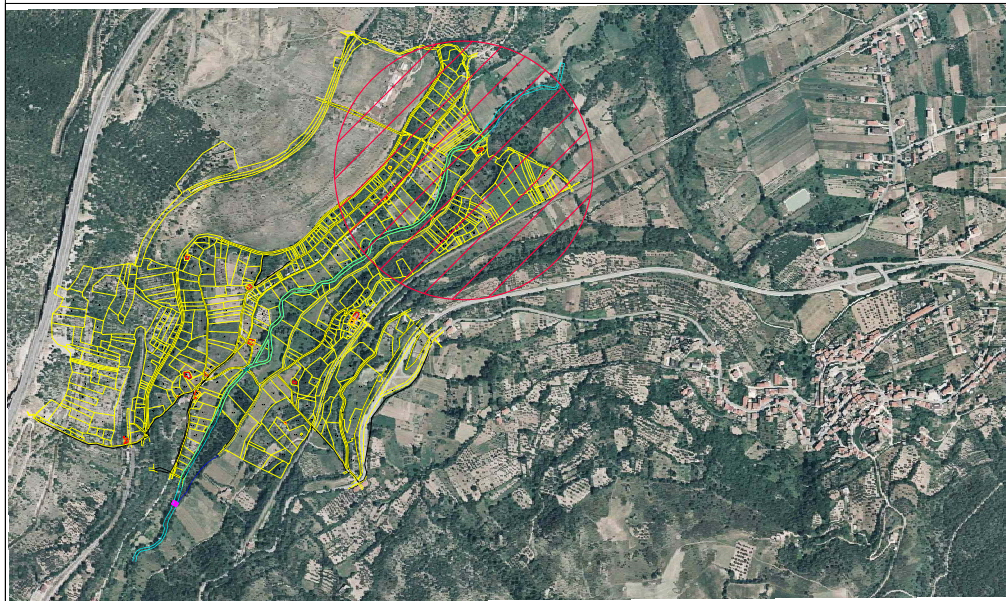
### Comune di BUGNARA (L'AQUILA)



**OGGETTO: VERIFICA DI ASSOGGETTABILITA' A VIA**

Progetto definitivo per la realizzazione di piccolo impianto idroelettrico nel Comune di Bugnara (AQ), con recupero di infrastruttura tecnologica esistente: mulino ad acqua di proprietà del Comune denominato "Capaldo".

- Regio Decreto n. 1775 del 11/12/1933 - "Approvazione del testo unico delle disposizioni di legge sulle acque e sugli impianti elettrici"
- D. Lgs. n. 152 del 2006 e s.m.i. - ALLEGATO IV parte 2, punto 2, lettera m): Verifica di assoggettabilità a VIA per "impianti per la produzione di energia idroelettrica con potenza nominale di concessione superiore a 100 kW e, per i soli impianti idroelettrici che rientrano nella casistica di cui all'articolo 166 del decreto legislativo n. 152 del 2006 ed all'articolo 4, punto 3.b, lettera i), del decreto del Ministro dello sviluppo economico in data 6 luglio 2012, pubblicato nel supplemento ordinario alla Gazzetta Ufficiale n. 159 del 2012, con potenza nominale di concessione superiore a 250 kW;"
- Decreto Presidente Giunta Regione Abruzzo n. 3/REG del 2007 - "Regolamento: Disciplina dei procedimenti di concessione di derivazione di acqua pubblica, di riutilizzo delle acque reflue e di ricerche di acque sotterranee"
- Legge Regione Abruzzo n. 19 del 16/07/2013 - "Modifiche e integrazioni alla legge regionale 7 giugno 1996, n. 36 (Adeguamento funzionale, riordino e norme per il risanamento dei Consorzi di Bonifica) e altre disposizioni normative" art. 5 comma 1, lettere a) e b).



### STUDIO TECNICO DI INGEGNERIA



Ordine degli Ingegneri della Provincia dell'Aquila N. 2324  
Via Cornacchiola n. 12/A - 67039 SULMONA (AQ)  
Cod. Fisc.: SNTMRA81L14L186X - P. Iva: 01767120668  
Tel. e Fax: 0864-950460 - mob.: 347-8324232  
email: mariosantini3@virgilio.it - mario.santini2@ingpec.eu



### VERIFICA DI ASSOGGETTABILITA' A VIA - PROGETTO PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTO IDROELETTRICO CON RECUPERO DI MULINO AD ACQUA

ELABORATO TECNICO "RELAZIONE SULLE CARATTERISTICHE CHIMICO - FISICHE DELL'ACQUA IN TURBINA"

SCALA

-

DATA	SPAZIO PER UFFICIO	REVISIONI	TAVOLA N.
31/10/2013		N. 0 DEL 30/10/2013	ET14

LE COPIE NON FIRMATE E TIMBRATE SONO DA CONSIDERARSI BOZZE DI PROGETTO E COME TALI PROVVISORIE

I Diritti di memorizzazione elettronica, di riproduzione e adattamento totale o parziale con qualsiasi mezzo degli elaborati grafici (compreso riprese fotografiche, microfilm e copie fotografiche) sono riservati. Nessuna parte di questi elaborati può essere riprodotta, diffusa o rielaborata, senza l'autorizzazione scritta del Committente e dell'ing. Mario Santini, proprietari dell'opera.

***RELAZIONI PER VALUTAZIONE IMPATTO  
AMBIENTALE DELLA CENTRALE  
IDROELETTRICA DEL SAGITTARIO IN  
COMUNE DI BUGNARA (L'AQUILA)***

*lunedì 18 marzo 2013*

## INDICE

<b>CARATTERISTICHE CHIMICO-FISICHE DELL'ACQUA IN UNA TURBINA IDRAULICA</b>	<b>1</b>
Generalità	1
Caratteristiche Chimiche dell'acqua in una turbina idraulica	3
Caratteristiche Fisiche (termiche) dell'acqua in una turbina idraulica	5
Metodo Termodinamico di Misura	13
Conclusioni	29

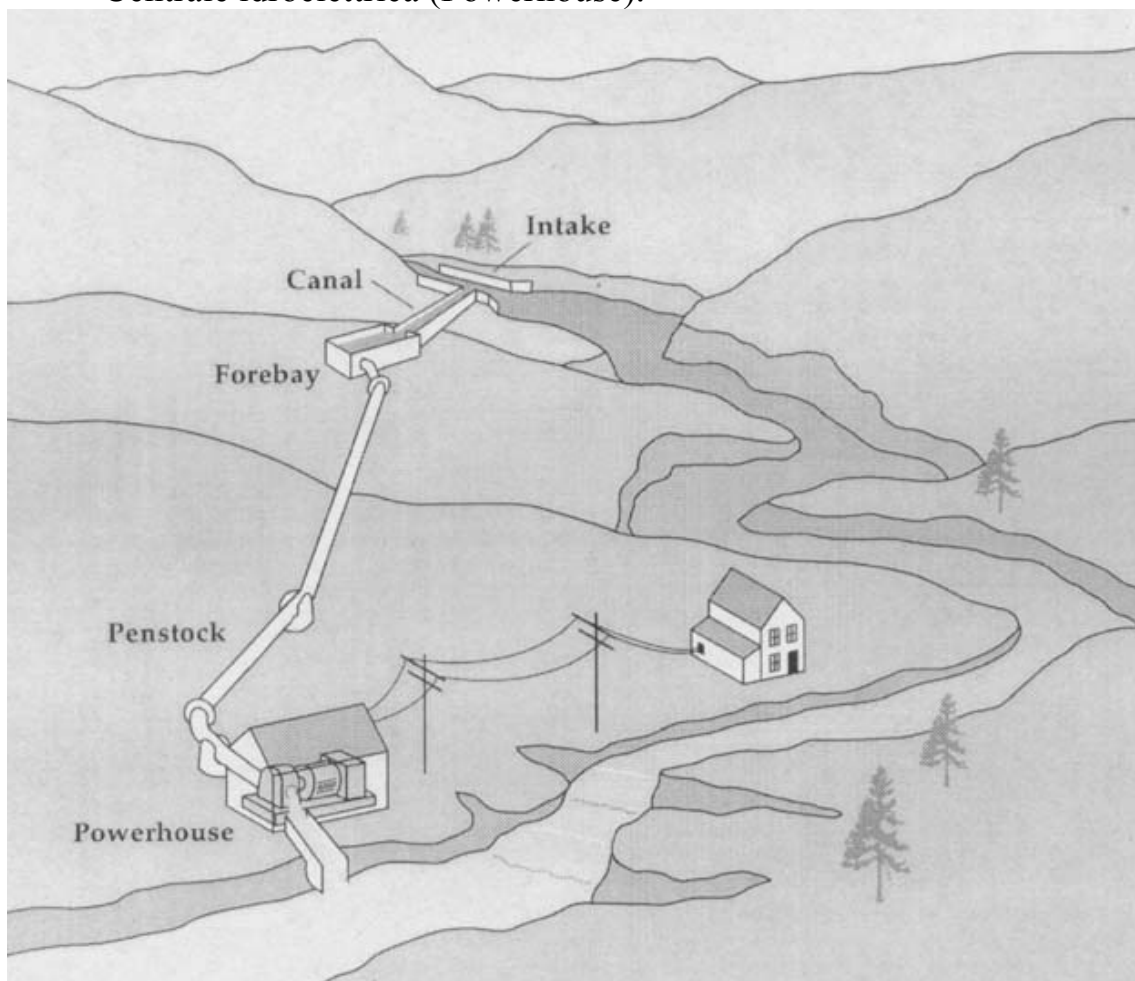
# **CARATTERISTICHE CHIMICO-FISICHE DELL'ACQUA** **IN UNA TURBINA IDRAULICA**

## **Generalità**

Le turbine idrauliche, per definizione, sono dei dispositivi meccanici atti a trasformare l'energia cinetica dell'acqua in ingresso, in energia meccanica in uscita.

Le turbine idrauliche sono inserite generalmente in un complesso d'impianto idroelettrico costituito da (vedi schema sottostante):

- Opera di presa su un fiume (Intake);
- Canale di derivazione (Canal);
- Vasca di carico (Forebay);
- Condotta forzata (Penstock);
- Centrale idroelettrica (Powerhouse).



L'energia potenziale posseduta dall'acqua alla presa, dovuta al dislivello (salto) con la restituzione al fiume, viene trasformata in energia cinetica all'interno della condotta forzata; dopodiché la turbina idraulica opera una semplice trasformazione dell'energia cinetica posseduta dall'acqua in energia meccanica all'albero turbina, il quale trascina in rotazione l'albero del generatore elettrico per la successiva trasformazione dell'energia meccanica in energia elettrica ai morsetti del generatore.

L'uso dell'energia dell'acqua al servizio dell'uomo non è una novità dei tempi moderni. Infatti, i mulini ad acqua per macinare il grano sono stati inventati molti secoli fa; e le moderne turbine idrauliche altro non sono che una tecnologica evoluzione delle antichissime ruote a pale e ruote idrauliche largamente utilizzate per produrre energia meccanica nelle prime aziende dell'era industriale, prima dell'avvento e della diffusione dell'energia elettrica.

## **Caratteristiche Chimiche dell'acqua in una turbina idraulica**

Già dalle brevi e sintetiche descrizione dei processi di trasformazione dell'energia cinetica in energia meccanica in una turbina idraulica, sopra riportati, risulta evidente che non vi può essere alcuna alterazione chimica dell'acqua nel suo passaggio fisico all'interno dei condotti palari della girante, costruita all'uopo proprio a tale scopo, in acciaio inox 13/4 (lo stesso materiale delle pentole da cucina).

Basti pensare, per analogia, che una turbina idraulica è una macchina motrice con caratteristiche esattamente identiche alle pompe di sollevamento, macchine operatrici largamente diffuse e dislocate in una miriade d'impianti di sollevamento per uso umano e potabile, all'interno di tutte le reti acquedottistiche del mondo.

Proprio a riprova di ciò, si rimette in allegato una dichiarazione prodotta dall'acquedotto del Tennacola S.p.A. del 02/03/2010, **attestante l'assoluta invarianza delle caratteristiche chimico-fisiche dell'acqua all'interno della rete potabile in cui sono inserite n°6 turbine idrauliche costruite dalla Elettromeccanica Adriatica S.p.A. fin dal 2003, evidenziando l'ufficialità dei controlli in continuo effettuati dall'ARPAM e dall'ASUR di competenza.**



TENNACOLA SpA  
SERVIZIO IDRICO INTEGRATO

Prot. n. - - 1 2 0

Sant'Elpidio a Mare, li

2 MAR. 2010

Spett.le  
**ERAT S.p.A.**  
Zona Ind. Marino del Tronto  
63100 ASCOLI PICENO

A richiesta della ditta in indirizzo

**SI ATTESTA**

che Tennacola SpA, società operante nel settore del servizio idrico integrato, con delibera del CdA n° 47 del 08/10/2001, ha affidato alla Soc. Elettromeccanica Adriatica SpA con sede in Ascoli Piceno, la costruzione di numero 6 centraline per la produzione di energia idroelettrica utilizzando l'acqua potabile convogliata dalle condotte idriche già esistenti sul territorio.

Le suddette centrali sono state attivate a partire dall'anno 2003 e sono attualmente tutte in funzione. Dal momento dell'attivazione ad oggi non si sono verificati guasti o anomalie nel funzionamento delle turbine idroelettriche né si sono registrati inquinamenti o alterazioni della qualità dell'acqua che, dai controlli ufficiali dell'ARPAM e dell'ASUR, è risultata sempre potabile e con caratteristiche chimico fisiche costanti nel tempo

Ing. Sergio Paolucci  
Direttore Generale



## **Caratteristiche Fisiche (termiche) dell'acqua in una turbina idraulica**

L'energia meccanica della girante della turbina, può essere dedotta dalle grandezze misurate (pressione, velocità e livello), mentre le proprietà termodinamiche dell'acqua rimangono inalterate in quanto non entrano assolutamente in gioco nella trasformazione di energia, da cinetica a meccanica già prima descritta, che avviene in turbina.

Solo un piccolissimo contributo termodinamico, che come vedremo in seguito di carattere infinitesimale, entra in gioco nella girante della turbina a causa del “rallentamento” dell'acqua all'interno dei condotti palari per la cessione della sua energia cinetica alla girante della turbina.

Questo contributo, che è inversamente proporzionale al rendimento idraulico della turbina, può essere misurato.

Anzi, esiste un vero e proprio metodo riconosciuto internazionalmente, che va sotto il nome di “Metodo Termodinamico” che viene utilizzato per la misura del rendimento delle turbine idrauliche e che è normato secondo la CEI EN 60041\_1997, di cui si rimette di seguito uno stralcio.



# N O R M A I T A L I A N A C E I

*Norma Italiana*

## **CEI EN 60041**

*Data Pubblicazione*

**1997-11**

*Edizione*

**Prima**

*Classificazione*

**4-5**

*Fascicolo*

**3995**

*Titolo*

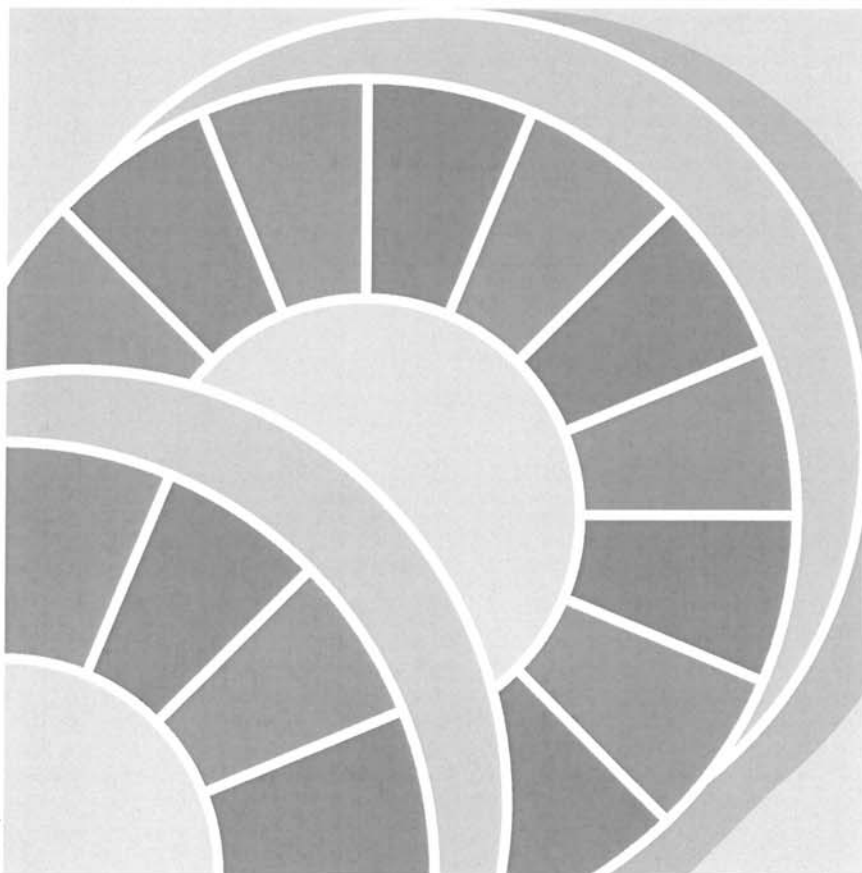
**Prove di collaudo in sito per la determinazione delle prestazioni idrauliche delle turbine idrauliche, delle pompe di accumulazione e delle pompe-turbine**

*Title*

**Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines**



**APPARECCHIATURE ELETTRICHE PER SISTEMI DI ENERGIA E PER TRAZIONE**



COMITATO  
ELETTEOTECNICO  
ITALIANO

**CNR** CONSIGLIO NAZIONALE DELLE RICERCHE • **AEI** ASSOCIAZIONE ELETTEOTECNICA ED ELETTRONICA ITALIANA

13.4	<b>Uncertainty of measurements</b>	<b>Incertezza di misura</b>
	<p>The estimated systematic uncertainty at 95% confidence level is:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>for tachometer: <math>\pm 0,2\%</math> to <math>\pm 0,4\%</math>;</li> <li>for electronic counter and other precision devices: less than <math>\pm 0,2\%</math>.</li> </ul>	<p>L'incertezza sistematica valutata con un livello di confidenza del 95% è:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>per un tachimetro: da <math>\pm 0,2\%</math> a <math>\pm 0,4\%</math>;</li> <li>per un contatore elettronico e altri dispositivi di precisione: inferiore a <math>\pm 0,2\%</math>.</li> </ul>
14	<b>THERMODYNAMIC METHOD FOR MEASURING EFFICIENCY</b>	<b>METODO TERMODINAMICO PER LA MISURA DEL RENDIMENTO</b>
14.1	<b>General</b>	<b>Generalità</b>
14.1.1	<p><b>Principle</b></p> <p>The thermodynamic method results from the application of the principle of conservation of energy (first law of thermodynamics) to a transfer of energy between water and the runner/impeller through which it is flowing.</p> <p>The specific mechanical energy at the runner/impeller defined as in 2.3.6.3 may be determined by measurement of the performance variables (pressure, temperature, velocity and level) and from the thermodynamic properties of water.</p> <p>To establish the efficiency, the need to measure the discharge is eliminated by using the specific mechanical energy together with the specific hydraulic energy, as defined in 2.3.6.2.</p>	<p><b>Principio</b></p> <p>Il metodo termodinamico deriva dall'applicazione del principio di conservazione dell'energia (prima legge della termodinamica) allo scambio di energia tra l'acqua e la ruota/girante attraverso cui essa fluisce.</p> <p>L'energia meccanica specifica alla ruota/girante, così come definita in 2.3.6.3, può essere dedotta dalle grandezze misurate (pressione, temperatura, velocità e livello) e dalle proprietà termodinamiche dell'acqua.</p> <p>L'utilizzo dell'energia meccanica specifica e dell'energia idraulica specifica, così come specificato in 2.3.6.2, evita di dover misurare la portata per stabilire il rendimento.</p>
14.1.2	<p><b>Excluded topics and limitations</b></p> <p>Due to the lack of uniformity in values measured at the reference sections of the machines, the limitations of measuring equipment and the relatively high magnitude of the corrective terms originating from the imperfect measuring conditions, the range of application of this method is limited and can only be used for specific hydraulic energies in excess of <math>1000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}</math> (heads in excess of 100 m). However, under highly favourable conditions, the range could be extended to cover lower specific hydraulic energies (heads) subject to an analysis of the accuracy of the measurements.</p>	<p><b>Esclusioni e restrizioni</b></p> <p>A causa della mancanza di uniformità delle grandezze misurate nelle sezioni di riferimento alta e bassa pressione, dei limiti dell'apparecchiatura di misura e dell'importanza relativa dei termini correttivi dovuta alle condizioni di misura imperfette, il campo di applicazione di questo metodo è limitato e può essere utilizzato soltanto per energie idrauliche specifiche superiori a <math>1000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}</math> (salti superiori a 100 m). Tuttavia, in condizioni particolarmente favorevoli, il campo può essere esteso e coprire energie idrauliche specifiche (salti) più basse a condizione che venga analizzata la precisione di misura.</p>
14.1.3	<p><b>Instrumentation</b></p> <p>The technological aspects of the instrumentation have been dealt with in a general way, taking into account the fact that the apparatus presently available varies widely and may possibly become obsolete in the future. Because of this diversity none of them is described in detail.</p> <p>The only requirements of instruments are that they satisfy the conditions stipulated in this Standard (accuracy, heat exchange, etc.).</p>	<p><b>Strumentazione</b></p> <p>Gli aspetti tecnologici della strumentazione sono stati trattati in modo generale tenendo conto del fatto che l'apparecchiatura attualmente disponibile varia considerevolmente e può quindi diventare obsoleta in futuro. A causa di questa diversità nessuna apparecchiatura è stata descritta dettagliatamente.</p> <p>L'unico requisito che deve avere la strumentazione è quello di soddisfare le condizioni prescritte in questa norma (precisione, scambio termico, ecc.).</p>



The efficiencies of machines are defined in 2.3.9.1, 2.3.9.2 and 2.3.9.3. In 2.3.9.1 the hydraulic efficiency is written:

$$\text{for turbines: } \eta_h = P_m / P_h = \frac{E_m}{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}$$

$$\text{for pumps: } \eta_h = P_h / P_m = \frac{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}{E_m}$$

The thermodynamic method allows direct measurement of the specific mechanical energy  $E_m$ .

The specific mechanical energy  $E_m$  deals with the specific energy exchanged between the water and the runner/impeller. By definition  $E_m$  is related to  $P_m$  (see 2.3.8.4 and Fig. 9) by:

$$P_m = (\rho Q)_1 E_m$$

If no auxiliary discharge is added or subtracted between the reference sections,  $E_m$  is calculated by:

$$E_m = E_{1-2} = \bar{a}(p_{abs1} - p_{abs2}) + \bar{c}_p(\Theta_1 - \Theta_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)^{(1)}$$

- In practice the quantities are measured at the places 11 and 21 in measuring vessels see 14.3.1).
- The mean values of  $a$  and  $c_p$  correspond then to:

$$\frac{p_{abs11} + p_{abs21}}{2} \quad e\_and \quad \frac{\Theta_{11} + \Theta_{21}}{2}$$

- Certain corrective terms (imperfect measurement conditions, secondary phenomena, etc.) defined in 14.6 must be taken into consideration. They are indicated by  $\delta E_m$ .

The practical expression of  $E_m$  is therefore:

$$E_m = E_{11-21} = \bar{a}(p_{abs11} - p_{abs21}) + \bar{c}_p(\Theta_{11} - \Theta_{21}) + \frac{v_{11}^2 - v_{21}^2}{2} + g(z_{11} - z_{21}) + \delta E_m$$

If an auxiliary discharge is added or subtracted between the high and low pressure measuring sections (e.g. when all or part of the loss  $P_{Lm}$ , see 2.3.8.5, is removed by an auxiliary discharge), a balance of power, added or subtracted, allows the computation of the value of  $E_m$  in agreement with the general equation. Examples are given in Appendix H.

As the efficiency of the machine (see 2.3.9.3) is  $\eta = \eta_h \cdot \eta_m$ , it shall be calculated taking into account all the mechanical losses chargeable to the hydraulic machine.

(1) The theory of the thermodynamic method for measuring efficiency is based on the thermodynamic laws using the thermodynamic temperature  $\Theta$  in kelvin (K). In the case of temperature differences the temperature can be directly expressed in degrees Celsius ( $^{\circ}\text{C}$ ) as  $\Theta_1 - \Theta_2 = \Theta_1 - \Theta_2$  (see 2.3.3.2).

I rendimenti di una turbina o di una pompa vengono definiti in 2.3.9.1, 2.3.9.2 e 2.3.9.3. Secondo 2.3.9.1 il rendimento idraulico si scrive:

$$\text{per turbine: } \eta_h = P_m / P_h = \frac{E_m}{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}$$

$$\text{per pompe: } \eta_h = P_h / P_m = \frac{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}{E_m}$$

Il metodo termodinamico permette di effettuare la misura diretta dell'energia meccanica specifica  $E_m$ .

L'energia meccanica specifica  $E_m$  rappresenta l'energia specifica scambiata tra l'acqua e la ruota/girante. Per definizione  $E_m$  è collegata a  $P_m$  (vedi 2.3.8.4 e Fig. 9) da:

Se non si spilla o si inietta portata ausiliaria tra le sezioni di riferimento,  $E_m$  si calcola con:<sup>(1)</sup>

- In pratica, le grandezze sono misurate ai punti 11 e 21 in recipienti (vasche) di misura (vedi 14.3.1).
- I valori medi di  $a$  e  $c_p$  devono quindi essere determinati per:

$$\frac{p_{abs11} + p_{abs21}}{2} \quad e\_and \quad \frac{\Theta_{11} + \Theta_{21}}{2}$$

- Certi termini correttivi (condizioni di misura imperfette, fenomeni secondari, ecc.) definiti in 14.6 devono essere tenuti in considerazione. Essi sono rappresentati da  $\delta E_m$ .

L'espressione pratica di  $E_m$  è perciò:

Se una portata ausiliaria viene iniettata o spillata tra le sezioni di misura alta e bassa pressione (per esempio quando tutta o parte delle perdite  $P_{Lm}$ , vedi 2.3.8.5, è sottratta da una portata ausiliaria), il bilancio delle potenze iniettate o spillate, permette il calcolo del valore di  $E_m$  in accordo con l'equazione generale. L'Appendice H fornisce alcuni esempi.

Poiché il rendimento della macchina (vedi 2.3.9.3) è  $\eta = \eta_h \cdot \eta_m$ , esso deve essere calcolato tenendo conto di tutte le perdite meccaniche imputabili alla macchina idraulica.

(1) La teoria del metodo termodinamico per misurare il rendimento si basa sulle leggi termodinamiche che utilizzano la temperatura termodinamica  $\Theta$  in kelvin (K). Nel caso di differenze di temperatura, questa può essere espressa direttamente in gradi Celsius ( $^{\circ}\text{C}$ ) poiché  $\Theta_1 - \Theta_2 = \Theta_1 - \Theta_2$  (vedi 2.3.3.2).



Fig. 65 Example of graphic determination of the correction in  $E_m$  to allow for heat transfer

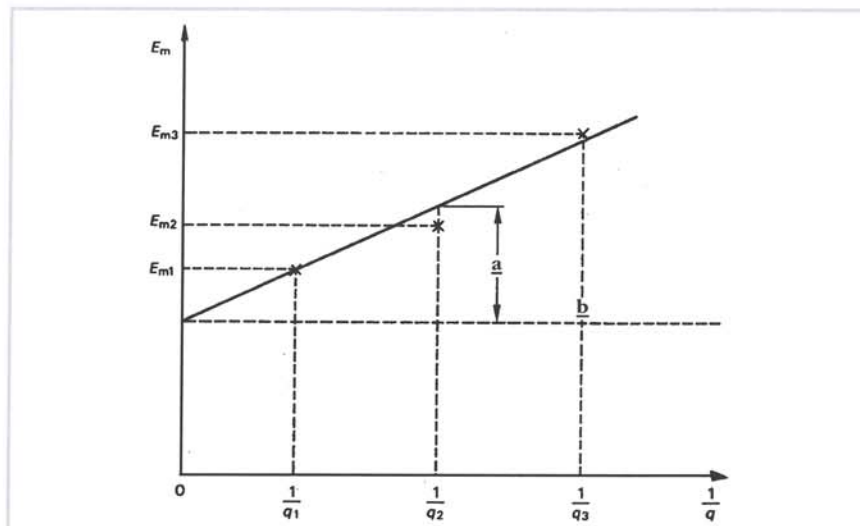
**CAPTION**

**a** Correction  
**b** Corrected value of  $E_m$   
 $q$  = sampling discharge

Esempio di determinazione grafica della correzione di  $E_m$  per tener conto degli scambi di calore

**LEGENDA**

**a** Correzione  
**b** Valore corretto di  $E_m$   
 $q$  = portata di spillamento



**14.4.1.2 Pressure measurement**

It is recommended that the same manometer, pressure gauge or transducer be used for measuring  $E_m$  and  $E$ .

**Misura della pressione**

Si raccomanda di utilizzare lo stesso manometro o lo stesso trasduttore per misurare  $E_m$  ed  $E$ .

**14.4.1.3 Temperature measurement**

The accuracy and sensitivity of the temperature measuring instrumentation must be sufficient to provide an indication of the temperature difference between measuring points to at least 0,001 K. The reading of the differential thermometer for a zero temperature difference must be determined before the test (see 14.3.4). This reading has to be checked during the test. Only small changes corresponding to a difference of temperature of 0,002 K are allowed and must be taken into account if necessary.

**Misura della temperatura**

La precisione e la sensibilità della strumentazione per misurare la temperatura deve permettere la lettura di una differenza di temperatura tra i punti di misura di almeno 0,001 K.

L'indicazione del termometro differenziale, per una differenza di temperatura zero, deve essere determinata prima delle prove (vedi 14.3.4). Questa indicazione deve essere verificata durante le prove. Sono ammesse, e devono essere tenute nel dovuto conto, se necessario, soltanto piccole variazioni corrispondenti ad una differenza di temperatura di 0,002 K.

**14.4.2 Auxiliary measurements**

A measuring tank or flowmeter is necessary for checking the sampling discharge with an accuracy of about  $\pm 5\%$ .

The temperature of the water drawn off shall be continuously monitored by thermometers of at least  $\pm 0,05$  K accuracy and 0,01 K sensitivity. The use of a recorder is recommended.

An apparatus shall be provided for measuring air flow and humidity to determine heat exchange with the surrounding atmosphere

**Misure ausiliarie**

È necessario utilizzare un serbatoio di misura o un flussimetro per controllare la portata di spillamento con una precisione di circa  $\pm 5\%$ .

La temperatura dell'acqua spillata è controllata continuamente tramite termometri con una precisione non inferiore a  $\pm 0,05$  K e sensibilità non inferiore a 0,01 K. Si raccomanda di utilizzare un registratore.

Quando è necessario aerare la macchina, è necessario prevedere gli apparecchi necessari per misurare la portata e l'umidità dell'aria allo scopo di



$K_w$	is the water evaporation latent heat at normal atmospheric pressure a ( $\text{J kg}^{-1}$ )	$K_w$	è il calore latente della vaporizzazione dell'acqua alla pressione atmosferica normale ( $\text{J kg}^{-1}$ )
$\alpha_a$	is the ratio between steam and air masses at the injection point	$\alpha_a$	è il rapporto tra le masse di vapore e d'aria al punto di iniezione
$\alpha_{20}$	is the ratio between steam and air masses in section 20	$\alpha_{20}$	è il rapporto tra le masse di vapore e d'aria nella sezione 20
Assuming:		Assumendo:	
$\rho_a = 1,3 \text{ kg m}^{-3}$	$c_{pa} = 1000 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	$\rho_a = 1,3 \text{ kg m}^{-3}$	$c_{pa} = 1000 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$
$\rho_1 = 1000 \text{ kg m}^{-3}$	$K_w = 2,5 \times 10^6 \text{ J kg}^{-1}$	$\rho_1 = 1000 \text{ kg m}^{-3}$	$K_w = 2,5 \times 10^6 \text{ J kg}^{-1}$
the above mentioned formula becomes:		la suddetta formula diventa:	

$$\delta E_m = \pm \frac{Q_a}{Q_1} \cdot \frac{1}{P_{a0}} \cdot \frac{1}{\Theta_a} [350 P_a \cdot (\Theta_a - \Theta_{20}) + 545 \cdot 10^3 (\epsilon \cdot P_{s,\Theta_a} - P_{s,\Theta_{20}})]$$

where:

$P_a$	is the pressure of humid air at its contact with water (Pa)
$P_{a0}$	is the normal atmospheric pressure ( $10^5 \text{ Pa}$ )
$\epsilon$	is the relative humidity of air (as a decimal value and not as a percentage)
$P_{s,\Theta_a}$	is the saturated steam pressure at temperature $\Theta_a$ (Pa).

dove:

$P_a$	è la pressione dell'aria umida a contatto con l'acqua (Pa)
$P_{a0}$	è la pressione atmosferica normale ( $10^5 \text{ Pa}$ )
$\epsilon$	è l'umidità relativa dell'aria (valore decimale e non percentuale)
$P_{s,\Theta_a}$	è la pressione del vapore saturo alla temperatura $\Theta_a$ (Pa)

#### 14.6.2.3 Heat exchange with still water areas

In the case of exchange with still water areas (e.g. several turbines discharging into a common tailrace) a physical separator shall be placed in these areas in order to avoid mixing of the flow with the still water areas which may be at a different temperature from that of the flowing water.

#### Scambi di calore con zone di acqua morta

Nel caso di scambio di calore con zone di acqua morta (per esempio diverse turbine che scaricano in un canale di scarico comune) si deve interporre una separazione fisica allo scopo di evitare la miscelazione della corrente con le zone di acqua morta che possono essere ad una temperatura diversa da quella dell'acqua fluente.

#### 14.6.3 Limit of corrections

Measurement shall not be considered valid whenever the corrections obtained from the measuring procedures or calculations given above exceed one of the following limits in relation to  $E_m$ :

- heat exchange between water in the sampling circuit and surroundings (see 14.4.1.1) at high pressure and low pressure measuring sections .....1%  
in the special case of extraction using pipes traversing concrete walls (see 14.5.1.2.2 b) .....1,5%
- variation of temperature at inlet and extraneous exchange:  
arithmetical sum of the corrections  $\delta E_m$  detailed in 14.6.1 and 14.6.2 .....2%

#### Limiti delle correzioni

Le misure non sono considerate valide ogni qualvolta le correzioni ottenute con le procedure e i calcoli sopra descritti superano uno dei seguenti limiti, rapportati a  $E_m$ :

- scambio di calore tra acqua del circuito di campionamento e l'ambiente (vedi 14.4.1.1) nelle sezioni di misura alta pressione e bassa pressione .....1%  
nel caso speciale di prelievi fatti utilizzando tubazioni che attraversano le pareti in cemento (vedi 14.5.1.2.2 b) .....1,5%
- variazione di temperatura all'ingresso e scambi parassiti:  
somma aritmetica delle correzioni  $\delta E_m$  dettagliate in 14.6.1 e 14.6.2 .....2%

#### 14.7 Uncertainty of measurement

The total uncertainty in efficiency  $f_\eta$  is obtained from the root-sum-square of random and systematic uncertainties in the numerator and denominator of the efficiency expressions given in 2.3.9.1.

Disregarding the term:

$$\left( \frac{\Delta P_h}{P_m} \cdot E_m \right),$$

it is:

si ha:

$$f_\eta = \pm \sqrt{(f_{E_m})^2 + (f_E)^2}$$

#### Incertezza di misura

L'incertezza totale del rendimento  $f_\eta$  si ottiene dalla composizione quadratica delle incertezze accidentali e sistematiche nel numeratore e nel denominatore delle espressioni di rendimento fornite in 2.3.9.1.

Trascurando il termine:





The systematic uncertainties  $f_E$  and  $f_{E_m}$  are examined in Appendix A which also includes an example of calculation. For the determination of  $E_m$  the systematic uncertainty in the temperature difference measurement  $\Delta\theta$  exists for all methods (direct and partial expansion operating procedures): the value to be expected in normal conditions is  $\pm 0,001$  K. It is reasonable to assume that the relative systematic uncertainty in correction due to each secondary phenomenon is in the order of 20%.

The systematic uncertainty due to the absence of exploration of energy distribution can amount to:

	turbine	pump
■ high pressure side	$\pm 0,2\%$	$\pm 0,6\%$
■ low pressure side	$\pm 0,6\%$	$\pm 0,4\%$

of the specific mechanical energy.

Le incertezze sistematiche  $f_E$  e  $f_{E_m}$  vengono esaminate nell'Appendice A che comprende anche un esempio di calcolo. Per la determinazione di  $E_m$ , l'incertezza sistematica nella misura della differenza di temperatura  $\Delta\theta$  esiste per tutti i metodi (metodo operativo diretto o ad espansione parziale): il valore probabile in condizioni normali è  $\pm 0,001$  K. È ragionevole presumere che l'incertezza sistematica relativa su ciascuna delle correzioni dovute ai fenomeni parassiti sia dell'ordine del 20%.

L'incertezza sistematica dovuta all'assenza di esplorazione della distribuzione di energia può raggiungere i seguenti valori percentuali:

	turbina	pompa
■ lato alta pressione	$\pm 0,2\%$	$\pm 0,6\%$
■ lato bassa pressione	$\pm 0,6\%$	$\pm 0,4\%$

dell'energia meccanica specifica

## 15 INDEX TESTS

### 15.1 General

#### 15.1.1 Object

The methods of discharge measurement described in Clause 10 are fundamental methods as they give among others the absolute values of discharge and efficiency, which determine whether or not the machine meets the guarantees (see 3.2). On the contrary the index tests give only relative values of the above-mentioned quantities and are considered as secondary methods. They are normally used during the commissioning and operation of the machine (see IEC 545 and 805) and can be considered as a part of the field acceptance test only when the relative discharge measuring method is calibrated by a method accepted in this Standard or when it is used to determine the correct relationship between runner/impeller blade angle and guide vane opening in the case of a double-regulated machine (see 5.1.4). In some cases an index test can be used, if both parties agree, to check the power guarantee.

Except for the cases described above, the results of index tests are for information and should never be used for assessment of penalty or bonus payments or any other contractual consequences concerning guarantees.

#### 15.1.2 Definitions

An index value is an arbitrarily scaled value. Relative values are derived from index values by expressing them as a proportion of the value at an agreed condition.

The index efficiency is calculated using the measured values of specific hydraulic energy (see 15.3.1) and power, and the discharge,

## PROVE RELATIVE (INDEX)

### Generalità

#### Oggetto

I metodi di misura della portata descritti al Capitolo 10 sono dei metodi fondamentali poiché essi forniscono, tra gli altri, i valori assoluti di portata e rendimento che permettono di determinare se la macchina soddisfa o no le garanzie (vedi 3.2). Al contrario le prove relative (index) danno soltanto i valori relativi delle suddette grandezze e vengono considerate metodi secondari. Queste prove si utilizzano di solito durante la messa in servizio ed il funzionamento della macchina (vedi IEC 545 e 805) e possono essere considerate come una parte delle prove di collaudo quando il metodo di misura della portata relativa viene tarato per mezzo di un metodo accettato dalla presente norma o quando viene utilizzato per determinare la relazione ottimale tra l'inclinazione delle pale della ruota/girante e l'apertura del diffusore/distributore nel caso di una macchina a doppia regolazione (vedi 5.1.4). In alcuni casi si può utilizzare una prova relativa (index), se entrambe le parti sono d'accordo, per verificare la garanzia di potenza.

Ad eccezione dei casi sopra descritti, i risultati delle prove relative (index) sono solo informativi e non dovrebbero essere mai utilizzati per valutare i pagamenti di penalità o di premi, o qualunque altra implicazione contrattuale riguardante le garanzie.

#### Definizioni

Un valore relativo (index) è un valore misurato secondo una scala scelta arbitrariamente. I valori relativi vengono ricavati da valori indiciali esprimendoli come un rapporto rispetto al valore ottenuto in determinate condizioni.

Il rendimento relativo (index) viene calcolato utilizzando i valori misurati dell'energia idraulica specifica (vedi 15.3.1), della potenza e del valore relativo




Già dalla norma, facendo riferimento ai punti 14.4.1.3 e 14.7 nei quali sono trattati la “Precisione della Misura della Temperatura” dell’acqua fra le sezioni di entrata e di uscita della turbina idraulica, e l’”Incertezza di Misura”, si può notare come l’ordine di grandezza delle precisioni delle misure di temperatura di cui si sta parlando sia quello del millesimo di grado centigrado, che conseguentemente ci può dare indicazione sull’ordine di grandezza del gradiente termico che si genera nell’acqua fra le sezioni di ingresso e di uscita di una turbina idraulica.

### **Metodo Termodinamico di Misura**

Nel corso delle numerose esperienze di Elettromeccanica Adriatica S.p.A. nel settore idroelettrico, c'è anche quello di un collaudo effettuato da un Ente Terzo (W.E.S.T. srl), con il Metodo Termodinamico di ns. interesse, su una Turbina idraulica di caratteristiche analoghe a quelle del Sagittario (turbina tipo Francis da 1.105 KW), per la centrale idroelettrica di Chiesuola (Borzonasca – GE) commissionata dalla Tirreno Power S.p.A.

Rimettiamo di seguito uno stralcio della relazione del 2009 prodotta dalla WEST, con allegato grafico di sintesi dell'andamento delle temperature durante le prove, fra la sezione di ingresso in turbina (temperatura di monte) e quella di uscita (temperatura di valle).



	<b>Impianto : CHIESUOLA</b>	<i>RPWT 09 – 107</i> <i>Rev. A</i>
	<b>Relazione sulle misure di collaudo del gruppo</b>	


**Tirreno Power**

## **Centrale idroelettrica di CHIESUOLA**



### **Relazione sulle misure di collaudo del gruppo con metodo termodinamico**


Data: 22/05/2009	Pag. 1/25	Red. : Dos	 
------------------	-----------	------------	--

	Impianto : CHIESUOLA	RPWT 09 – 107 Rev. A
	Relazione sulle misure di collaudo del gruppo	

## INDICE

1.	GENERALITÀ.....	3
1.1	Caratteristiche dell'impianto .....	3
1.2	Scopo delle misure.....	4
1.3	Dati caratteristici della centrale e del gruppo.....	4
1.4	Garanzie.....	5
1.5	Periodo delle misure e personale partecipante alle prove .....	6
2.	SIMBOLOGIA.....	7
3.	ESECUZIONE DELLE PROVE.....	11
3.1	Modalità di prova .....	11
3.2	Strumentazione e Installazione .....	11
3.4	Calibrazione dei trasmettitori di pressione e di livello.....	14
3.5	Calibrazione delle sonde di temperatura.....	14
3.6	Calcolo dell'energia meccanica specifica .....	16
3.7	Calcolo dell'energia idraulica specifica .....	18
3.8	Calcolo della potenza .....	19
3.10	Calcoli finali del rendimento .....	20
4.	RISULTATI DELLE PROVE .....	21
4.1	Considerazioni generali .....	21
4.2	Diagrammi e tabelle riepilogative.....	22
5.	CONCLUSIONI.....	24
6.	ELENCO ALLEGATI.....	25
7.	ELENCO APPENDICI .....	25

Data: 22/05/2009	Pag. 2/25	Red. : Dos	Rev. : Muc
------------------	-----------	------------	------------

	Impianto : CHIESUOLA	RPWT 09 – 107 Rev. A
	Relazione sulle misure di collaudo del gruppo	

## 1. GENERALITÀ

### 1.1 Caratteristiche dell'impianto

La centrale di Chiesuola è ubicata nel Comune di Borzonasca in provincia di Genova. L'acqua captata mediante lo sbarramento di Melanotte viene derivata e turbinata dapprima nella centrale idroelettrica di Tigliolo e successivamente nella centrale di Chiesuola.

Il funzionamento della centrale di Tigliolo è di tipo automatico e legato al livello dell'invaso tramite un controllore a logica programmabile PLC che agisce anche da programmatore di carico concentrando la produzione temporale in modo da produrre energia con il miglior rendimento delle macchine e nelle fasce orarie più remunerative.

L'acqua scaricata dall'impianto di Tigliolo affluisce, unitamente all'apporto del torrente Sturla, ad una vasca dalla quale tramite canale in pressione, pozzo piezometrico e condotta forzata perviene alla centrale idroelettrica di Chiesuola.

La centrale è equipaggiata con un gruppo composto da una **turbina Francis da 1105 KW** accoppiata ad un generatore asincrono da 1100 KVA. L'acqua turbinata tramite apposito canale viene restituita nell'alveo del torrente Sturla.


L'energia prodotta dalla centrale viene trasportata mediante una linea a 6 KV alla sezione di media tensione della vicina centrale idroelettrica di San Michele. Il funzionamento della centrale di Chiesuola è di tipo automatico autonomo asservito al livello della vasca di carico tramite un controllore a logica programmabile (PLC).

L'impianto di Chiesuola è stata realizzato nel 1923 (concessione DR del 25/06/1926 con scadenza 2029) con una producibilità nominale media di 2.56 GWh anno.

Il gruppo asincrono con turbina Francis ad asse orizzontale equipaggiato con valvola di macchina e scaricatore sincrono è di un recente fornitura **Elettromeccanica Adriatica / Marelli Motori** della potenza nominale di 1105 kW al salto nominale lordo di dimensionamento di 123.00 m (quota media di regolazione nella vasca di carico 289.00 mslm e quota media di rilascio in alveo 166.00 mslm).

Lo schema altimetrico *allegato 1*, mostra la disposizione della centrale in oggetto.

Data: 22/05/2009	Pag. 3/25	Red. : Dos	Rev. : Muc
------------------	-----------	------------	------------

 W.E.S.T. S.r.l.	Impianto : CHIESUOLA	RPWT 09 – 107 Rev. A
	Relazione sulle misure di collaudo del gruppo	

### 1.2 Scopo delle misure

Scopo delle misure è quello di determinare il rendimento della turbina e del gruppo alle diverse condizioni previste contrattualmente.

Le prove rivestono pertanto un carattere ufficiale e rispondono all'esigenza di verifica contrattuale delle garanzie.

La società **W.E.S.T. Srl** (Water Energy Systems & Tests) è stata incaricata dalla **Tirreno Power**, di effettuare le prove in oggetto, in contraddittorio con il fornitore delle giranti.

Le misure di rendimento sono state fatte utilizzando il metodo termodinamico diretto; pertanto tutte le prove si sono svolte in accordo con le norme IEC EN60041-Ed 11-1991 e successivi aggiornamenti.

Prima delle prove di rendimento sono state eseguite le normali prove di controllo degli zeri e della taratura della strumentazione utilizzata. Sono stati valutati gli apporti di calore sulla tasca. Tutte queste misure rivestono anch'esse carattere ufficiale poiché concorrono alla valutazione dei termini correttivi per il calcolo del rendimento.

### 1.3 Dati Caratteristici della turbina e dell'alternatore

#### **TURBINA**


Costruttore:	ElettroMeccanica Adriatica	
Tipo turbina:	Francis orizzontale	
Salto contrattuale	123	m
Portata massima	1000	l/s
Potenza massima	1105	kW
Matricola	2068	
Giri	1000	r.p.m.

#### **ALTERNATORE**

Costruttore:	Marelli Motori	
Tipo:	C3G 500 LH 6 B3	
Potenza :	1100	kVA
Tensione:	6000	V
Corrente:	122	A
Matricola:	T0 33031	

Data: 22/05/2009	Pag. 4/25	Red. : Dos	Rev. : Muc
------------------	-----------	------------	------------



 W.E.S.T. S.r.l.	Impianto : CHIESUOLA	RPWT 09 – 107 Rev. A
	Relazione sulle misure di collaudo del gruppo	


#### 1.4 Garanzie

I costruttori Elettromeccanica Adriatica /Marelli Motori hanno fornito le seguenti garanzie di rendimento per la turbina e per il gruppo:

Salto lordo contrattuale		m	H = 123			
Giri : 428,57 rpm			TURBINA		GRUPPO	
Frazioni di Portata	Portata [m <sup>3</sup> /s]	Pesi [%]	Potenza [kW]	ETA gar. [%]	Potenza [kW]	ETA gar.%
2.5/10	0.25	2	211	70.00	191	63.35
5.0/10	0.50	8	504	83.59	474	78.57
7.5/10	0.75	40	814	89.87	779	86.01
10/10	1.00	50	1105	91.51	1061	88.02
Rendimento convenzionale garantito						85.97

Il rendimento contrattuale pesato è, secondo il capitolato di appalto, da considerare al netto della tolleranza di misura che, complessivamente, non potrà superare 1.5 punti percentuali .

Data: 22/05/2009	Pag. 5/25	Red. : Dos	Rev. : Muc
------------------	-----------	------------	------------


	Impianto : CHIESUOLA	RPWT 09 – 107 Rev. A
	Relazione sulle misure di collaudo del gruppo	

### 1.5 Periodo delle misure e personale partecipante alle prove:

Le prove oggetto della presente relazione hanno avuto il seguente svolgimento:

- periodo installazione e taratura strumenti: 01 ÷ 05 Aprile 2009
- periodo di esecuzione del collaudo: 06 ÷ 08 Aprile 2009
- personale partecipante alle prove:
  - per Tirreno Power :
    - Sig. Ovidio Patrizio
    - Sig. Agostino Devoto
    - Sig. Massimo Mei
  - per ElettroMeccanica Adriatica
    -
  - per WEST :
    - Ing. Fabio Muciaccia
    - Sig. Arno Dossi
    - Sig. Giancarlo Simonata

Data: 22/05/2009	Pag. 6/25	Red. : Dos	Rev. : Muc
------------------	-----------	------------	------------

 <b>W.E.S.T. S.r.l.</b>	<b>Impianto : CHIESUOLA</b>	<b>RPWT 09 – 107</b>
	<b>Rev. A</b>	
<b>Relazione sulle misure di collaudo del gruppo</b>		

carico è stato ottenuto estrapolando la curva fino alla portata di 1 m<sup>3</sup>/s. Il valore estrapolato è inferiore al garantito ma ampiamente contenuto entro la fascia di incertezza.

L' *All. 51* mostra sia l'andamento della pressione differenziale WK utilizzata come controllo della portata che il corrispondente coefficiente. Si nota che il coefficiente rimane pressoché costante in tutte le misure ad eccezione del punto a carico basso a conferma della attendibilità dei valori ottenuti. La curva del misuratore di portata Rittmeyer mostra che quest'ultimo tende a sovrastimare la portata di circa il 2% rispetto alla portata ottenuta dal metodo termodinamico.

## 5. CONCLUSIONI

La seguente tabella pone a confronto, al salto di riferimento di 123 m, i valori del rendimento dei gruppi misurati con i valori garantiti dal fornitore.

Salto lordo contrattuale		m	H = 123			
Giri : 1000 rpm			GARANTITO		MISURATO	
Frazioni di Portata	Portata [m <sup>3</sup> /s]	Pesi [%]	Potenza [kW]	ETA gar. [%]	Potenza [kW]	ETA gar. %
2.5/10	0.250	2	191	63.35	170	59.25
5.0/10	0.500	8	474	78.57	462	78.22
7.5/10	0.750	40	779	86.01	733	85.97
10/10	1.000	50	1061	88.02	952	87.05
Rendimento convenzionale garantito				85.97		85.35

Il rendimento ponderale garantito è pari a **85,97%**. La banda di incertezza contrattuale è pari a  $\pm 1.50\%$ . Ciò pone il valore di rendimento tollerato a 84.47%

Il rendimento ponderale misurato è invece di **85,35 %**.

Tenendo conto della banda di tolleranza contrattuale il rendimento ponderale misurato risulta superiore di 0,88 % rispetto al minimo tollerato. **Sono quindi rispettate le garanzie di rendimento.**

La mancanza di potenza è invece di circa 10% , in maniera congruente con quanto espresso a commento dell'allegato 47. Ciò sembra conseguenza della mancanza di salto netto. I dati garantiti infatti sembrano riferirsi ad un salto netto di 123 m che invece rappresenta il salto geodetico disponibile tra le quote in vasca ed il livello di rilascio in alveo.

Data: 22/05/2009	Pag. 24/25	Red. :  
------------------	------------	---

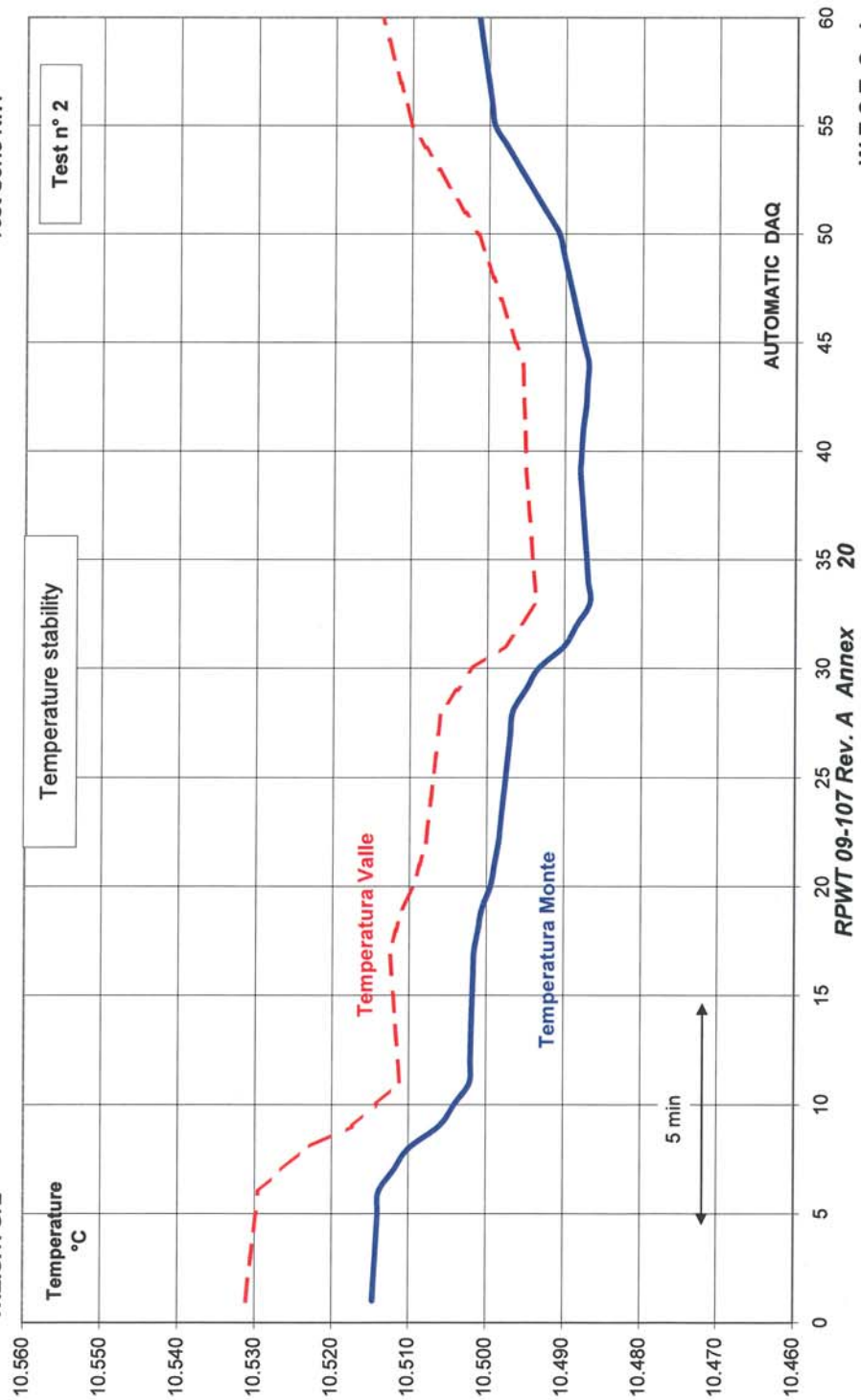


## Impianto di Chiesuola

Misure di rendimento con metodo termodinamico

Data : 07/04/2009

Test Serie Nr.1



W.E.S.T. S.r.l.



**Dal grafico dell'andamento delle temperature, si può determinare che l'ordine di grandezza del gradiente termico generato dalla turbina di Chiesuola, fra la sezione di ingresso e quella di uscita, sia inferiore ai 2/100 di grado centigrado.**

Essendo l'energia termica dissipata funzione del rendimento idraulico della turbina, essa è strettamente connessa alle grandezze caratteristiche della stessa, quali:

- Potenza;
- Portata.

E' intuitivo dedurre che queste due grandezze influiscono in maniera opposta sul gradiente termico, perchè:

- a) la potenza è direttamente proporzionale al gradiente termico, in quanto a parità di rendimento e di portata, una maggior potenza comporta una maggior energia legata alle perdite di turbina;
- b) la portata è invece inversamente proporzionale al gradiente termico, in quanto a parità di rendimento e di potenza, quindi a parità di perdite e di energia ad esse correlate, una maggior portata dissipa la stessa energia termica con un minor gradiente termico.

Detto questo, possiamo effettuare una correlazione per similitudine e per proporzione fra le turbina di Chiesuola, a cui si riferisce il Metodo Termodinamico misurato dalla WEST, e del Sagittario, che si intende valutare, come di seguito:

<u>CONDIZIONI DI RIFERIMENTO</u>	<u>CHIESUOLA</u>	<u>SAGITTARIO</u>
- P = Potenza massima (KW)	1.105	998
- Q = Portata massima (l/s)	1.000	5.000

Indicando con pedice "c" le grandezze di Chiesuola e con "s" quelle del Sagittario, si ottiene il Gradiente Termico del Sagittario ( $\Delta T_s$ ), nel seguente modo:

$$\Delta T_s = \Delta T_c * P_s/P_c * Q_c/Q_s = 0,02^{\circ}\text{C} * 998/1.105 * 1.000/5.000 < 0,004^{\circ}\text{C}$$

**Quindi il Gradiente Termico correlato all'impianto idroelettrico del Sagittario è di un ordine di grandezza inferiore a quello misurato a Chiesuola, e cioè inferiore ai 4 millesimi di grado centigrado.**

Quanto sopra era già anche intuibile dalle “Esclusioni e Restrizioni” indicate al punto 14.1.2 della norma CEI EN 60041\_1997, che limita l'applicabilità del Metodo Termodinamico per la misura dei rendimenti idraulici delle turbine con salti superiori ai 100 m, perché con salti inferiori (nel ns. caso del Sagittario il salto è di circa 30 m) il gradiente termico che si crea è talmente basso, da rendere apprezzabili le incertezze di misura correlate alla strumentazione utilizzata.

Ad ulteriore conferma di quanto sopra detto, si rimette di seguito anche un'altra norma tecnica utilizzata per la determinazione del rendimento di turbina con il metodo termodinamico, la **UNI10242/93 nell'appendice A**, la quale esprime testualmente al punto A1 le seguenti limitazioni di applicabilità: **“Il ricorso a questo metodo per le piccole turbine è tuttavia sconsigliabile per salti minori di 100 m e valori di potenza minori di 1.000 KW”**; proprio a maggior riprova e conferma dell'esiguità del gradiente termico nelle turbine idrauliche con potenze inferiori al MW (nel ns. caso del Sagittario è circa 786 KW massimi nel periodo Non Irriguo) e salti inferiori ai 100 m.



PPTI	Piccole turbine idrauliche Prove sull'impianto Verifica delle prestazioni ai fini dell'accettazione	UNI 10242
Small-hydraulic turbines - Field acceptance tests		
SOMMARIO		
1.	<b>Generalità</b> .....	pag. 2
1.1.	Scopo .....	" 2
1.2.	Campo di applicazione.....	" 2
1.3.	Classificazione.....	" 2
1.4.	Riferimenti .....	" 2
1.5.	Termini, definizioni ed unità di misura.....	" 3
2.	<b>Prove</b> .....	" 9
2.1.	Dati caratteristici di funzionamento.....	" 9
2.2.	Prove di verifica da effettuare.....	" 9
2.3.	Velocità di fuga e sovrapressione in transitorio.....	" 9
3.	<b>Condizioni di prova</b> .....	" 10
3.1.	Requisiti di progetto.....	" 10
3.2.	Deviazioni ammissibili durante le prove.....	" 10
3.3.	Ispezione in loco.....	" 11
3.4.	Immissioni e spillamenti tra le sezioni di alta e bassa pressione della turbina.....	" 11
4.	<b>Modalità di esecuzione delle prove</b> .....	" 11
4.1.	Personale.....	" 11
4.2.	Preparazione delle prove.....	" 12
4.3.	Programma di prove.....	" 13
5.	<b>Conduzione delle prove</b> .....	" 13
5.1.	Caratteristiche da determinare.....	" 13
5.2.	Punti di prova.....	" 14
5.3.	Incertezza delle misure.....	" 14
5.4.	Confronto con le caratteristiche garantite.....	" 15
6.	<b>Accettazione</b> .....	" 16
6.1.	Requisiti.....	" 16
6.2.	Resoconto di prova.....	" 16
6.3.	Targa.....	" 17
7.	<b>Metodi di misura</b> .....	" 17
7.1.	Misura della portata.....	" 17
7.2.	Misura delle pressioni e del salto energetico netto.....	" 32
7.3.	Misura del livello di una superficie a pelo libero.....	" 35
7.4.	Misura della velocità di rotazione .....	" 37
7.5.	Misura della potenza.....	" 38
<b>Appendice A - Determinazione diretta del rendimento con il metodo termodinamico.....</b>		<b>" 40</b>
A 1.	<b>Generalità</b> .....	" 40
A 2.	<b>Termini di energia correttivi</b> .....	" 44
A 3.	<b>Determinazione della variazione dell'energia meccanica massica <math>E_m</math></b> .....	" 47
A 4.	<b>Determinazione della variazione di energia idraulica massica <math>E</math></b> .....	" 48
A 5.	<b>Apparecchiature di misura e posizionamento delle sonde di misura</b> .....	" 48
A 6.	<b>Incertezza di misura</b> .....	" 52
A 7.	<b>Proprietà fisiche dell'acqua</b> .....	" 53
(segue)		
Le norme UNI sono revisionate, quando necessario, con la pubblicazione sia di nuove edizioni sia di fogli di aggiornamento. È importante per- tanto che gli utenti delle stesse si accertino di essere in possesso dell'ultima edizione o foglio di aggiornamento.		

## APPENDICE A

### Determinazione diretta del rendimento con il metodo termodinamico

#### A 1. Generalità

Questo metodo ha come scopo la valutazione della variazione di energia idraulica massica scambiata fra l'acqua e la girante della turbina (vedere prospetto XI). Questa valutazione può essere fatta tramite la misura delle grandezze di funzionamento (pressione, temperatura, velocità e livello) a partire dalle proprietà termodinamiche dell'acqua. In tal modo è possibile determinare il rendimento idraulico della turbina (vedere IEC 41:1991).

Il ricorso a questo metodo per le piccole turbine è tuttavia sconsigliabile per salti minori di 100 m e valori di potenza minori di 1 000 kW. Va tenuto presente, per quanto concerne il limite di potenza, che il metodo non è applicabile laddove gli apporti di calore dall'esterno per irradiazione a causa della differenza di temperatura fra ambiente e acqua risultino dello stesso ordine di grandezza delle perdite della macchina stessa.

#### A 1.1. Principio

Il metodo termodinamico risulta dall'applicazione del principio della conservazione dell'energia (primo principio della termodinamica) al trasferimento di energia tra l'acqua e la girante.

Il rendimento turbina e il rendimento idraulico si calcolano come segue: (III 32 e III 34 - fig. A1)

$$\eta_t = \frac{P_m}{P_h} \quad \text{e} \quad \eta_h = \frac{P}{P_h} = \frac{P_m + P_{Lm}}{P_h}$$

dove:  $P$  è la potenza meccanica trasmessa a livello dell'accoppiamento ruota albero (III 31);  
 $P_m = (P - P_{Lm})$  è la potenza meccanica fornita dalla macchina tenendo conto delle perdite attribuibili a quest'ultima (III 26);  
 $P_h = E (\rho_1 Q_1)$  è la potenza idraulica disponibile (III 25).

Per definizione si assume  $P = \rho_1 Q_1 E_m$  e  $P_{Lm} = \rho_1 Q_1 E_{Lm}$

da cui:

$$\eta_h = \frac{E_m}{E}; \quad \eta_t = \frac{E_m - E_{Lm}}{E}$$

L'utilizzo di queste relazioni presuppone che la portata  $Q_1$  (vedere fig. A 1) attraversi per intero la girante. In realtà possono esistere delle portate secondarie che seguono un percorso termodinamico differente. In questo caso la variazione di energia meccanica massica deve essere opportunamente corretta (vedere A 2.1).

(segue)

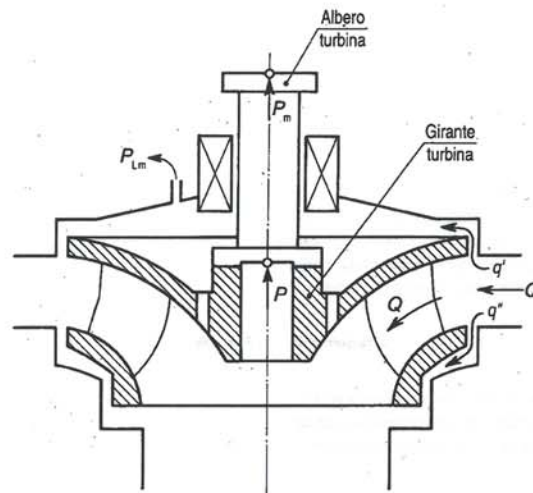


Fig. A 1

L'uso dei due valori di energia massica ( $E_m$  ed  $E_{Lm}$ ) sopra menzionati non richiede di eseguire la misura della portata come grandezza principale, misura che è delicata e onerosa. Il metodo termodinamico permette di determinare la portata senza che vi sia bisogno di misurarla direttamente. La conoscenza della portata interviene solo per il calcolo dei termini correttivi secondari e può essere ottenuta tramite un processo iterativo.

#### A 1.2. Calcolo dell'energia massica

L'equazione che esprime la variazione di energia meccanica massica è la seguente:

$$E = \int_2^1 g dz + \int_2^1 v dv + \int_2^1 dh$$

dove:  $h(T, p)$  è l'entalpia che può essere espressa come segue:

$$\int_2^1 dh = h_1 - h_2 = \int_{T_2}^{T_1} \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT + \int_{p_2}^{p_1} \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp = \int_{T_2}^{T_1} c_p dT + \int_{p_2}^{p_1} \bar{a} dp = \bar{c}_p \Delta T + \bar{a} \Delta p$$

dove:  $\bar{c}_p \Delta T$  è il riscaldamento isobaro;

$\bar{a} \Delta p$  è l'espansione isoterma.

(segue)



La determinazione della variazione di energia idraulica massica (salto energetico netto della turbina)  $E$ , fa riferimento ad una trasformazione isoentropica in cui il fluido passa dalle condizioni iniziali  $p_1$ ,  $T_1$  alle condizioni  $p_2$  e  $T_{2s}$ , dove  $T_{2s}$  è determinato dalla trasformazione ad entropia costante; la variazione di entalpia lungo l'isoentropica viene calcolata come segue:

$$h_1 - h_{2s} = \int_2^1 \frac{1}{\rho} dp = \frac{1}{\bar{\rho}} (p_1 - p_2)$$

dove  $\bar{\rho}$  è il valore di  $\rho$  alla pressione media  $\left(\frac{p_1 + p_2}{2}\right)$  ed alla temperatura  $T_1$ . Infatti nei limiti d'applicazione della presente norma la variazione di  $\frac{1}{\rho}$  con  $p$  può essere considerata come lineare, e la differenza tra  $h_{2s}$  e  $h_2$  può essere trascurata. L'approssimazione così introdotta è contenuta entro  $0,5 \cdot 10^{-4}$  J/kg. La variazione di energia meccanica massica riferita alla trasformazione reale della macchina idraulica è data quindi da:

$$E_m = \bar{c}_p \Delta T + \bar{a} \Delta p + g \Delta Z + \frac{1}{2} \Delta v^2$$

Nella pratica (vedere fig. A 2) i valori di temperatura e di pressione sono spesso desunti tramite spillamenti in cui si ipotizza una trasformazione ad entalpia costante (vedere A 3). L'espressione di  $E_m$  assume quindi la forma visibile in XI 2.

#### A 1.3. Esclusioni e limiti

I difetti di uniformità delle grandezze misurate nelle sezioni di ingresso e di uscita della macchina, le possibilità delle apparecchiature di misura e l'importanza relativa dei termini correttivi aventi come origine le imperfezioni delle condizioni di misura limitano l'uso del metodo al campo dei valori di salto maggiori di 100 m.

#### A 1.4. Termini e simbologia

Nel prospetto XI sono date le grandezze fisiche e i pedici utilizzati per il metodo termodinamico.

**Prospetto XI - Grandezze**

N° d'ordine	Grandezza	Definizione	Simbolo	Unità di misura
XI 1	Variazione di energia idraulica massica tra l'ingresso e l'uscita della turbina (salto energetico netto della turbina vedere III 19)	$E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(Z_1 - Z_2)$ Le sezioni di misura sono indicate con 1 e 2 (vedere fig. A 2)	$E$	$J \cdot kg^{-1}$
XI 2	Variazione di energia meccanica massica (calcolata nei flussi spillati che rappresentano le condizioni di fluido nelle sezioni 1 e 2) *	Quantità di energia per unità di massa trasferita dall'acqua alla girante della turbina $E_m = \bar{a}(p_{11} - p_{21}) + \bar{c}_p(T_{11} - T_{21}) + \frac{v_{11}^2 - v_{21}^2}{2} + g(Z_{11} - Z_{21}) + \Delta E_m$ dove: $\bar{a}$ e $\bar{c}_p$ sono i valori rispettivamente di $a$ e $c_p$ corrispondenti alla pressione $\frac{p_{21} + p_{11}}{2}$ e alla temperatura $\frac{T_{21} + T_{11}}{2}$ Le sezioni di misura sono indicate con: 11, 21, 22, ecc. (vedere figura A 2)	$E_m$	$J \cdot kg^{-1}$

(segue prospetto)

(segue)

## **Conclusioni**

Da quanto ampiamente dettagliato nei capitoli precedenti, risulta l'assoluta invarianza delle caratteristiche chimico-fisiche dell'acqua nel suo passaggio attraverso le turbine idrauliche per la trasformazione dell'energia cinetica in energia meccanica.