

ESERCITAZIONE

L'IMPIANTO DI INCENERIMENTO DI RIFIUTI URBANI E SPECIALI DI BRESCIA E IL SISTEMA ENERGETICO SU SCALA COMUNALE

Indice

1. Analisi di un assetto di collaudo (A2-cogenerazione, due linee operative) dell'impianto di incenerimento e determinazione degli indicatori energetici fondamentali;
2. Analisi dell'operatività dell'impianto in seguito all'ampliamento con nuova linea di combustione del 2004 e repowering del 2008 (nuova turbina Ansaldo di maggiore potenza) sulla base dei dati storici (2010);
3. Analisi del sistema energetico "Brescia" con riferimento al 2010: centrali termoelettriche, caldaie semplici, rete di teleriscaldamento e individuazione di indici di efficienza complessivi.

Dati:

Allegato 1 : schema semplificato del ciclo termico con individuazione dei punti dei quali ricavare le coordinate termodinamiche nell'assetto A2;

Allegato 2: dichiarazione ambientale Aprica SPA Gruppo A2A relativa all'inceneritore di Brescia aggiornamento 2012;

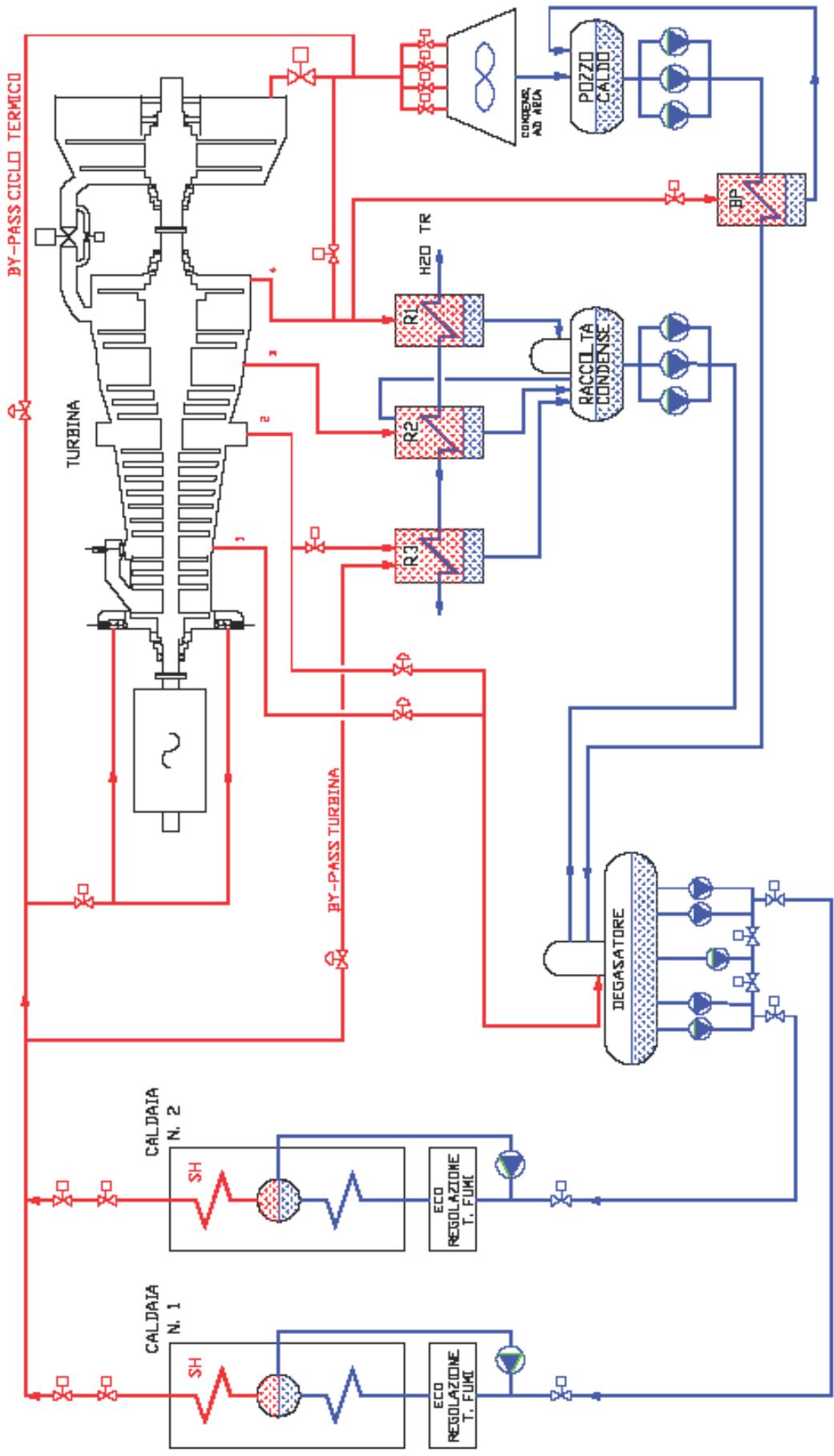
Allegato 3: estratto da dichiarazioni ambientali A2A relative alla rete di teleriscaldamento e alle altre centrali di produzione

1. Analisi di un assetto di collaudo dell'impianto di incenerimento e determinazione degli indicatori energetici fondamentali

Da pubblicazioni dell'azienda A2A ricaviamo questo schema semplificato del ciclo termico (v. di seguito) che fino al 2004 consisteva in due caldaie con generatore di vapore, una turbina suddivisa in corpi di alta e bassa pressione.

Dalla turbina sono derivati n. 4 spillamenti, aventi lo scopo di migliorare il rendimento termodinamico riducendo il DT tra acqua di alimento e gas combusto, e di fornire calore alla rete del teleriscaldamento. Il corpo di bassa pressione è seguito da condensatore ad aria, pozzo caldo e pompaggio al degasatore, passando attraverso uno scambiatore a superficie.

Gli spillamenti innalzano il contenuto entalpico del condensato, ricavato principalmente dalla cessione di calore alla rete del teleriscaldamento. Nell'assetto studiato, in cui è rilevante la richiesta di calore dalla rete, la frazione di vapore avviata al condensatore ad aria è particolarmente ridotta.



Una piccola portata di vapore all'uscita dell'ultimo stadio della turbina è trasferita al condensatore ad aria e di seguito a pozzo caldo. Dal pozzo il condensato è estratto mediante pompe, e dopo un innalzamento del contenuto entalpico passando attraverso uno scambiatore a superficie, giunge insieme alle altre condense al degasatore. Qui in controcorrente sono fatti passare vapore e condensati, per rimuovere gas disciolti e alimentare mediante gruppo di pompaggio le caldaie.

In **allegato 1** è fornito lo schema tratto da pubblicazioni del costruttore, con il bilancio di energia nell'assetto A2.

Si determinino:

1. i valori delle grandezze termodinamiche in tutti i punti del ciclo;
2. La potenza termica ceduta all'utenza;
3. I rendimenti elettrico, termico, di primo principio ed exergetico;
4. Il diagramma T-S del ciclo;
5. Il diagramma T- Potenza termica degli scambiatori che servono la rete calore e le superfici richieste.

Dati

Utilizziamo i dati relativi alla configurazione utilizzata fino al 2004, ossia con due caldaie, e lo schema con il bilancio di massa e di energia dell'assetto di collaudo "A2", in cogenerazione, con entrambe le linee funzionanti in condizioni nominali.

Sono noti i seguenti dati:

Autoconsumi elettrici	5 MW
Portata nominale di rifiuti urbani	66,5 t/h
PCI _{RSU}	2297 kCal/kg
Portata di vapore	212000 kg/h
Disponibilità media annua dell'impianto	0,93

Ove necessario utilizziamo dati di letteratura per impianti analoghi:

Rendimento isoentropico della turbina AP	0,85
rendimento isoentropico della turbina BP	0,88
Rendimento organico del turboalternatore	0,985
rendimento elettrico dell'alternatore	0,98
rendimento idraulico delle pompe di alimento	0,80
rendimento organico delle pompe di alimento	0,96
rendimento del motore elettrico delle pompe	0,90
rendimento termico delle caldaie	0,94
perdite di carico in caldaia	25%

Ricaviamo i punti del ciclo termodinamico utilizzando le tabelle del vapore:

Ingresso in turbina di alta pressione:

Punto 0	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	ingresso TV AP	212000	5,86	3301
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
449	6,73		0,05337	Vapore surr.

Primo spillamento dalla turbina, di una portata, per probabili esigenze di pre riscaldamento aria o similari: è nota l'entalpia prima dell'ingresso al degasatore, inferiore a quella da prelievo in TV.

Punto 1	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	1° spillamento	2855	0,7	2846
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
200,6	6,89		0,3003	Vapore surr.

Il secondo spillamento prevede una portata al serbatoio di raccolta condense, dopo il passaggio attraverso uno scambiatore, ed è nota l'entalpia finale e la pressione, che si assume costante

Punto 2	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	2° spillamento	18054	0,198	2637
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
120	6,95	0,968	0,866	bifase

E' prevista la estrazione di una portata di acqua dalla rete TLR per transito in scambiatore e restituzione prima degli scambiatori a servizio della rete TLR:

Punto 3	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	Prelievo di calore	140000		
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
56,7				Liq. Compr.

Terzo spillamento: sono noti pressione ed entalpia, ma si suggerisce di correggere tale valore in quanto non in linea con i valori precedenti, mediante utilizzo del rendimento isoentropico della turbina fornito ricordandone le definizioni:

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_r}{\Delta h_{is}}$$

Il punto alla pressione 4 con entropia pari a quella dell'ingresso in turbina si ricava determinando il titolo del punto 4, e l'entalpia, dalle relazioni:

$$x = \frac{s_x - s_l}{s_{lv}}$$

$$h_x = x * h_v + (1 - x) * h_l$$

Punto 4	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	3° spillamento	61571	0,06	2473
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
86	7,029	0,92	2,517	Bifase

Il quarto spillamento è ricavato con lo stesso metodo del punto precedente, già note pressione ed entalpia:

Punto 5	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	4° spillamento	124747	0,048	2452
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
80,8	7,064	0,916	3,026	bifase

Sono note le grandezze pressione, entalpia e temperatura all'uscita della turbina di BP; quindi anche all'uscita del condensatore e del pozzo caldo : l'acqua è allo stato di liquido saturo, e si ricavano direttamente i parametri termodinamici:

Punto 6	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	Uscita condens. aria	5199	0,0024	85,6
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
20,4	0,3023		0,0001002	Liq. compresso

Dopo pompaggio sono noti pressione (pari a quella del degasatore) e il volume specifico, pari a quello del punto 6.

$$\Delta h_{is} = v * \Delta p$$

$$\Delta h_r = \frac{\Delta h_{id}}{\eta_y}$$

$$h_{6'} = h_6 + \Delta h_r$$

Si ricava il nuovo valore di h e le altre grandezze per il liquido compresso.

Punto 6'	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	Uscita pompa 1	5199	0,169	85,77
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
20,4	0,3027		0,001002	Liq. Compr.

All'uscita dello scambiatore BP1 è nota la temperatura, la pressione. Possono essere ricavate le altre grandezze dalle tabelle.

Punto 7	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	Uscita BP1	5199	0,17	322
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
76,8	1,038		0,001027	Liq.compr.

All'uscita del degasatore, è nota la pressione e la condizione di liquido saturo, quindi possono essere ricavate le altre grandezze termodinamiche.

Punto 13	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	Uscita degasatore	212000	0,169	482,5
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
115	1,473		0,06045	Liq.compr.

A valle del gruppo di pompaggio P3 si ipotizza un valore di pressione in grado di vincere le perdite di carico del generatore di calore e fornire la pressione richiesta all'ingresso della turbina: nota in % la perdita di carico, si ricava p_8 :

$$p_0 = p_8 * (1 - 0,25)$$

$$p_8 = \dots$$

Poi si ricava h_8 e le altre grandezze

Punto 8	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	Uscita P3	212000	7,81	488
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
115	1,467		0,001052	Liq.compr.

Il primo scambiatore-rigeneratore che fornisce calore al circuito del teleriscaldamento porta a condensazione la miscela liquido vapore in entrata dal 4° spillamento. E' nota l'entalpia all'uscita e la pressione. Si possono ricavare le altre grandezze.

Punto 9	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	Uscita TR1	124322	0,047	335
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
80,3	1,079		0,001002	Liq. saturo

All'uscita dal secondo rigeneratore è nota la pressione; l'acqua è nel dominio bifase e la condensazione porta ad avere all'uscita una miscela che cede calore a p e T costanti. Si assume la T pari a quella di ingresso, e si ricava la variazione di entalpia dal bilancio termico dello scambiatore:

$$\dot{Q} = \dot{m}_v * \Delta h_v = \dot{m}_l * \dot{c} * \Delta T_l$$

Punto 10	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	Uscita TR2	61571	0,0577	428
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
85	7,029	0,92	2,51	bifase

All'uscita del serbatoio di raccolta condense il liquido è saturo: si può determinare l'entalpia mediante bilancio energetico del dispositivo. Ricavata h_{11} si determinano le altre grandezze.

Punto 11	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	Uscita racc. cond.	191022		365
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
				Liq. saturo

Per il punto 12: trattasi di liquido saturo di cui è nota la pressione, che è quella presente nel degasatore. Dalle tabelle si ricavano h, T,s,v. La pressione nel punto 11 di uscita dal dispositivo di raccolta condense si ricava a ritroso dalla relazione seguente noto il Δh reale:

$$\Delta h_{is} = v * \Delta p$$

$$\Delta h_r = \frac{\Delta h_{id}}{\eta_y}$$

$$\Delta p = \frac{\Delta h_r * \eta_y * 3600}{v} = 24,6 \text{ kPa}$$

Prestando attenzione che abbiamo portate in kg/h quindi compare il termine numerico "3600". Da questi passaggi ricaviamo $p_{11} = 144,4 \text{ kPa} = 0,144 \text{ MPa}$.

Punto 12	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	Uscita P2	191022	0,169	482,4
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
115	1,473		0,001056	Liq.compr.

Col n. 14 abbiamo individuato la derivazione dal 2° spillamento, dopo passaggio in uno scambiatore, che riduce il contenuto entalpico del fluido, noto. Nota h e p, si ricavano le altre grandezze.

Punto 14	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	Ingr. vap. Da 2° spill.	5130	0,198	335,4
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
80	1,075		0,001029	Liq.compr.

Il n. 15 rappresenta la portata dal 1° spillamento, dopo scambio termico, con entalpia ridotta. Nota h e p, ricaviamo le altre grandezze.

Punto 15	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
	Ing. Vap. Deg. Da 1° spill.	2855	0,7	482
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
200,6	6,889		0,3003	Vap. Surr.

La maggior parte della portata dal 2° spillamento entra nel degasatore a pressione ed entalpia note. Possono essere determinate le altre grandezze.

Punto	Descrizione	\dot{m} [kg/h]	P [MPa]	H [kJ/kg]
16	Ing. Vap. A deg da 2° spill.	12924	0,2	2637
T [°C]	S [kJ/kgK]	X	V [m ³ /kg]	Fase
120	6,95	0,968	0,8578	bifase

Nell'assetto A2 lo scambiatore a superficie TR3 non è utilizzato: non è riportato il valore di portata massica in entrata e la T ottenuta all'uscita dal liquido della rete di TLR. Dal bilancio su TR2 è stato ricavato il contenuto entalpico all'uscita (punto 10).

Sono noti i dislivelli di pressione dei gruppi di pompaggio, pertanto possono essere determinati i lavori assorbiti e le relative potenze: ad esempio per P1

$$P_{el} = \frac{\dot{m}_6 * (h_{6'} - h_6)}{\eta_o * \eta_{el}}$$

Per ogni gruppo di pompaggio si determina la potenza assorbita.

Pompa uscita condensatore P1		$P_{el}=0,35$ kW
Gruppo pompe P2 uscita raccolta condense		$P_{el}=7216$ kW
Gruppo pompe P3 uscita degasatore		$P_{el}= 715$ kW
POTENZA ELETTRICA COMPLESSIVA ASSORBITA PER POMPAGGIO		7931 kW
Potenza elettrica netta prodotta dalle turbine	La potenza meccanica erogata dai corpi turbina si ricava ricordando che ad ogni sezione compete una portata ridotta dagli spillamenti. Pertanto conviene spezzare il calcolo per sezioni tra spillamenti. Infine:	$P_{mecc}= 51517$ kW
		$P_{el\ TA}= 49727$ kW

Potenza elettrica netta prodotta dal ciclo	E' la potenza elettrica erogata dalla turbina meno le potenze elettriche assorbite dal pompaggio.	$P_{el-ciclo}= 41796$ kW
--	---	--------------------------

Si determina la potenza termica fornita alla rete di teleriscaldamento dal prodotto della portata massica di acqua, per c_s per il DT tra mandata e ritorno: si ricava

$$\dot{Q}_{TLR} = 105115 \text{ kW} \approx 105 \text{ MW}$$

Per determinare la potenza termica introdotta nel ciclo, si utilizza la portata del vapore moltiplicata per il salto entalpico tra inizio e fine del generatore:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_8 * (h_0 - h_8) = 165.654 \text{ kW}$$

La potenza introdotta al focolare del generatore di calore, tiene conto de rendimento del generatore stesso:

$$\dot{Q}_{cald} = \frac{\dot{Q}_{IN}}{\eta_{GV}} = 176228 \text{ kW}$$

A questa potenza in ingresso corrisponde una portata massica di rifiuti:

$$\dot{m}_{rsu} = \frac{\dot{Q}_{cald}}{PCI_{rsu}} = 18,33 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 537.591 \text{ t/a}$$

Determinazione dei rendimenti

Rendimento elettrico del ciclo: è il rapporto tra la potenza elettrica prodotta dal ciclo termodinamico e il calore introdotto nello stesso. Detraendo dalla potenza elettrica gli autoconsumi per gli impianti ausiliari (ventilazione, pompaggi extra ciclo, impianti elettromeccanici alimentazione rifiuti e scorie, impianto di depurazione fumi), si ricava il rendimento elettrico "dell'impianto":

$$\eta_{el-ciclo} = \frac{P_{el-ciclo}}{\dot{Q}_{cald}} = 23,7\%$$

$$\eta_{el-imp} = \frac{P_{el-ciclo} - P_{el-aux}}{\dot{Q}_{cald}} = 21\%$$

Rendimento termico del ciclo:

$$\eta_{th-ciclo} = \frac{\dot{Q}_{TLR}}{\dot{Q}_{cald}} = \frac{105}{176,228} = 59,6\%$$

Rendimento di 1° principio del ciclo:

$$\eta_I = \eta_{el-ciclo} + \eta_{th-ciclo} = 83,3\%$$

Nelle condizioni di collaudo, il ciclo termico garantisce un elevato tasso di utilizzo del contenuto energetico dei rifiuti combustibili.

Rendimento exergetico del ciclo termodinamico: permette di eguagliare ogni vettore energetico a pari energia disponibile, ossia a pari lavoro ottenibile. Quindi ci fornisce, pesando elettricità e calore rispetto al lavoro massimo da essi estraibile, un indicatore più realistico rispetto all'efficienza di primo principio.

A numeratore l'exergia utile, a denominatore l'exergia in ingresso, con buona approssimazione equivalente alla potenza al focolare delle caldaie:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{e,n} + \dot{Q}_{tlr} * (1 - T_a * \frac{\ln \frac{T_m}{T_r}}{T_m - T_r})}{\dot{m}_{rsu} * PCI_{rsu}} = 0,337 = 33,7\%$$

Legenda: a numeratore il primo termine rappresenta la potenza elettrica prodotta, il secondo termine rappresenta il prodotto della potenza termica fornita alla rete di teleriscaldamento moltiplicata per il fattore di Carnot:

$$\theta = \left(1 - \frac{T_a}{T_{ml}}\right)$$

Ma ricordiamo che uno scambiatore possiamo immaginarlo come uno scambio a $T = \text{costante}$ e pari alla temperatura media logaritmica

$$T_{ml} = \left(\frac{T_m - T_r}{\ln \frac{T_m}{T_r}}\right)$$

Essendo il calore fornito a bassa temperatura, il massimo lavoro da esso estraibile corrisponde in % al termine tra parentesi ossia al fattore di Carnot, che vale all'incirca 17%.

Quindi il calore ottenuto dalla cogenerazione è elevato in termini energetici, ma piuttosto ridotto in termini exergetici. N.B. La temperatura ambiente è quella media annuale per la località di Brescia, ossia 13,45 °C.

SCAMBIATORI

Si ricavano i diagrammi degli scambiatori osservando che il fluido freddo è un liquido compresso, mentre quello caldo è nel dominio bifase, condensazione, quindi orizzontale. Rispetto al caso generale di figura, il nostro diagramma è la sola parte centrale. Sull'asse delle ascisse avremo i punti da 0 a 100% tra inizio e fine dell'intervallo.

Si ipotizzi un coefficiente globale di scambio termico $U = 3000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Ricordiamo che

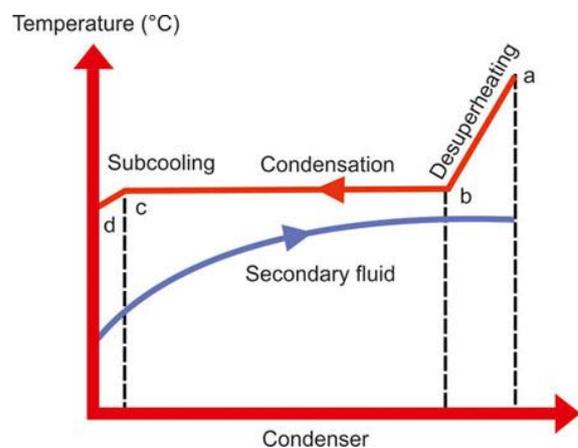
$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{liq}}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

In cui $\Delta T_1 = \text{diff. T}$ tra i due flussi all'ingresso dell'acqua del TLR;

$\Delta T_2 = \text{diff di T}$ sul lato opposto.

Infine:

$$S = \frac{\dot{Q}}{U * \Delta T_{ml}}$$



2. Analisi dell'operatività dell'impianto in seguito all'ampliamento con nuova linea di combustione del 2004 e repowering del 2008 (nuova turbina Ansaldo di maggiore potenza) sulla base dei dati storici (2010)

2.1 Indici di risparmio energetico secondo la legislazione vigente

PES – PRIMARY ENERGY SAVING

La cogenerazione è sostenuta con incentivi sulla produzione elettrica se soddisfa determinati requisiti. Il primo parametro è il PRIMARY ENERGY SAVING = INDICE DI RISPARMIO DI ENERGIA PRIMARIA. Questo calcolo dipende dai rendimenti di riferimento presi: se si determina con riferimento alle migliori tecnologie disponibili (rendimento elettrico da generazione semplice = 0,55 e rendimento termico da generazione semplice=0,95-1), o in base alle recenti norme che hanno introdotto come riferimento la tecnologia di filiera (in questo caso: la combustione di rifiuti urbani/industriali) e introdotto un rendimento elettrico semplice pari a 0,25 e rendimento termico 0,8 per la produzione di calore.

$$PES = \frac{E_s - E_c}{E_s} = 1 - \frac{E_c}{\frac{E_e + E_t}{\eta_{es} + \eta_{ts}}} = \frac{\text{Risparmio di energia primaria da cogenerazione}}{\text{energia primaria richiesta dalla generazione separata}} =$$

In cui E_c = energia primaria richiesta dal cogeneratore, ricavata come segue:

$$E_c = \frac{E_e + E_t}{\eta_{cog}}$$

Secondo il DM 5.9.11 la formula da utilizzare è la seguente:

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHPH\eta}{Ref H\eta} + \frac{CHPE\eta}{Ref E\eta}} \right) * 100 \quad (\%)$$

I rendimenti di riferimento si ricavano dagli allegati al decreto, tenendo presente che la tensione di connessione alla rete nazionale è di 132 kV.

DM 5.9.11 - Allegato 4 rendimenti elettrici di riferimento

Tali valori, espressi in %, sono basati sui potere calorifico inferiore e sulle condizioni Iso standard (temperatura ambientale di 15° C, pressione di 1,013 bar, umidità relativa del 60%).

Anno di costruzione:		1996 e antecedenti	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006- 2011
Solido	Tipo di combustibile:											
	Carbone fossile/coke	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2



	Lignite/mattonelle di lignite	37,3	38,1	38,8	39,4	39,9	40,3	40,7	41,1	41,4	41,6	41,8
	Torba/mattonelle di torba	36,5	36,9	37,2	37,5	37,8	38,1	38,4	38,6	38,8	38,9	39,0
	Combustibili a base di legno	25,0	26,3	27,5	28,5	29,6	30,4	31,1	31,7	32,2	32,6	33,0
	Biomasse di origine agricola	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Rifiuti (urbani) biodegradabili	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Rifiuti (urbani e industriali) non rinnovabili	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Scisti bituminosi	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	39,0
Liquido	Petrolio (gasolio + olio combustibile residuo), Gpl	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Biocarburanti	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Rifiuti biodegradabili	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Rifiuti non rinnovabili	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Gas naturale	50,0	50,4	50,8	51,1	51,4	51,7	51,9	52,1	52,3	52,4	52,5
	Gas di raffineria/idrogeno	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Biogas	36,7	37,5	38,3	39,0	39,6	40,1	40,6	41,0	41,4	41,7	42,0
	Gas di cokeria, gas di altoforno, altri rifiuti gassosi, calore residuo recuperato	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35

DM 5.9.11 - Allegato 5 rendimenti termici di riferimento

	Tipo di combustibile:	Vapore/acqua calda	Utilizzo diretto dei gas di scarico (1)
Solido	Carbone fossile/coke	88	80
	Lignite/mattonelle di lignite	86	78
	Torba/mattonelle di torba	86	78
	Combustibili a base di legno	86	78
	Biomasse di origine agricola	80	72
	Rifiuti (urbani) biodegradabili	80	72
	Rifiuti (urbani e industriali) non rinnovabili	80	72
	Scisti bituminosi	86	78
Liquido	Petrolio (gasolio + olio combustibile residuo), Gpl	89	81
	Biocarburanti	89	81
	Rifiuti non rinnovabili	80	72
Gassoso	Gas naturale	90	82
	Gas di raffineria/idrogeno	89	81
	Biogas	70	62
	Gas di cokeria, gas di altoforno + altri rifiuti gassosi	80	72

(1) Devono essere utilizzati i valori che si applicano al calore diretto se la temperatura è pari o superiore a 250 °C.

DM 5.9.11 - Allegato VI

Fattori di correzione legati alle condizioni climatiche medie per l'applicazione dei valori di rendimento di riferimento per la produzione separata di energia elettrica

I valori di rendimento di riferimento di cui all'allegato II, riferiti alla temperatura ambiente di 15°C, di cui all'allegato IV, devono essere corretti in funzione della temperatura media annuale della zona climatica in cui è installata l'unità di cogenerazione, secondo quanto descritto nella tabella seguente.

Zona climatica	Temperatura media (°C)	Fattore di correzione in punti percentuali
Zona A: Valle d' Aosta; Trentino Alto-Adige; Piemonte; Friuli-Venezia Giulia; Lombardia; Veneto; Abruzzo; Emilia-Romagna; Liguria; Umbria; Marche; Molise; Toscana	11,315	+0,369
Zona B: Lazio; Campania; Basilicata; Puglia; Calabria; Sardegna; Sicilia	16,043	-0,104

Esempio:

Una unità di cogenerazione costruita nel 2009, alimentata con gas naturale, è installata in Sicilia. Come stabilito nell'allegato IV, il valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di energia elettrica, al quale applicare la correzione, è 52,5%. Il valore di rendimento di riferimento corretto per tener conto della zona climatica di installazione (zona B) è invece:

$$52,5 - 0,104 = 52,396\%$$

DM 5.9.11 - Allegato VII - Fattori di correzione legati alle perdite evitate sulla rete

Tensione di collegamento alla rete elettrica	Per l'energia esportata verso la rete	Per l'energia elettrica consumata in loco
> 200 kV	1	0,985
100-200 kV	0,985	0,965
50-100 kV	0,965	0,945
0,4-50 kV	0,945	0,925
< 0,4 kV	0,925	0,860

Esempio:

Una unità di cogenerazione da 100 kW elettrici a motore alternativo funzionante a gas naturale e connessa con una rete elettrica alla tensione di 380 V. L'85% dell'energia elettrica prodotta è destinata all'autoconsumo e il 15% della produzione è ceduto alla rete pubblica. La unità di cogenerazione è stata costruita nel 1999. La temperatura ambiente annuale è di 15°C (di conseguenza non è necessaria alcuna correzione climatica).

In base all'allegato IV, il valore di rendimento di riferimento relativo al 1999 per il gas naturale è pari al 51,1%. Dopo la correzione per tenere conto della perdite sulla rete, il valore di rendimento di riferimento per la unità di cogenerazione (sulla base della media ponderata dei fattori contenuti nel presente allegato) è dato da:

$$\text{Ref } E_{\eta} = 51,1\% * (0,860 * 0,85 + 0,925 * 0,15) = 44,4\%.$$

R1 FORMULA

La direttiva europea sui rifiuti UE/98/2008 introduce un indicatore detto "R1 formula" che è stato elaborato allo scopo di imporre che il rendimento di un inceneritore sia superiore ad una percentuale minima (65%) del rendimento medio di generazione del parco di centrali europee. La norma è stata recepita dalla R.L. con la DGR 3019 del 15/2/12; il limite minimo pari a 65% qualifica l'impianto come impianto di recupero anziché di smaltimento.

$$E_{ff} = \frac{E_p - (E_f + E_i)}{0,97 * (E_w + E_f)}$$

Legenda dei termini

E_p= energia totale prodotta, ottenuta moltiplicando per 2,6 quella elettrica e per 1,1 quella termica; *E_f*= energia in ingresso da combustibili ausiliari; *E_w*= energia da rifiuti; *E_i*=energia importata tranne *E_w* e *E_f*; 0,97= parametro che tiene conto delle perdite di energia alle scorie e per radiazione.

La formula non esprime un rendimento termodinamico, bensì trattasi di un parametro "politico" che confronta il rendimento dell'inceneritore con quello di altri impianti di produzione. Da questa formula si può ottenere un valore superiore a 100%.

Questa formulazione è stata oggetto di numerose critiche dal mondo scientifico, ed è stato osservato che consente di fare rientrare nel recupero energetico almeno metà degli inceneritori europei.

2.2 Analisi dell'operatività dell'impianto

L'impianto nel 2004 ha avuto un significativo potenziamento, con l'aggiunta di una terza linea di combustione dedicata ai rifiuti speciali con elevato tenore biodegradabile (rifiuti derivati dalla lavorazione del legno, fanghi, pulper di cartiera) con incremento del carico termico di altri 101,5 MW. Nel 2008 è infine stata sostituita la turbina a vapore, con potenza estraibile di 85 MW, con una nuova in grado di sviluppare fino a 117 MW e relativo nuovo alternatore.

Dai dati storici disponibili di produzione di energia, possiamo determinare:

- rendimento elettrico e totale d'impianto;
- PES;
- Efficienza secondo la "R1formula".

Dalle fonti citate in premessa ricaviamo:

- PCI_{rsu} : 2450 kcal/kg = 2,84 MWh/t (relazione ARPA, visita ispettiva Ottobre 2012);
- autoconsumi elettrici: 9,5% dell'energia elettrica prodotta (rapporto ambientale Aprica SPA 2012);

Combustibile immesso:

Anno 2010	Quantitativi	PCI medio	Energia primaria
Tipologia	t/a	MWh/t	MWh
Rifiuti urbani e assimilati	416118	2,84	2298486
Speciali	56932		
Rifiuti speciali "biomasse"	336276		
Metano	4307000 Sm ³	9,54 kWh/Sm ³	41088
Totale rifiuti		totale	2339574

Energia prodotta:

Anno 2010	Quantitativi
Tipologia	MWh
Energia elettrica immessa in rete	575000
Energia termica immessa in rete	796000
Energia elettrica autoconsumata	54625
Energia elettrica netta prodotta	520375

Rendimento elettrico d'impianto:

$$\eta_{el-imp} = \frac{E_{el-ciclo} - E_{el-aux}}{\dot{m}_{rsu} * PCI_{rsu} + \dot{m}_{metano} * PCI_{metano}} = 22,6\%$$

Rendimento termico d'impianto:

$$\eta_{th-imp} = \frac{\dot{Q}_{TLR}}{\dot{m}_{rsu} * PCI_{rsu} + \dot{m}_{metano} * PCI_{metano}} = 34\%$$

Rendimento di 1° principio dell' impianto:

$$\eta_{I-imp} = \eta_{el-imp} + \eta_{th-imp} = 56,6\%$$

Si nota come il rendimento elettrico sia leggermente migliorato, mentre quello termico effettivo è decisamente inferiore a quello dell'assetto di collaudo: complessivamente poco meno della metà dell'energia contenuta nel combustibile è scaricata in ambiente.

Si evidenzia come la centrale consegua in cogenerazione risultati confrontabili con quelli ottenibili con un ciclo combinato di grande taglia dedicato alla sola produzione elettrica. In sostanza si tratta di un impianto di spreco energetico.

Valutiamo i requisiti che qualificano l'impianto come CAR- cogenerazione ad alto rendimento: in particolare sono richiesti

$$\eta_{globale} > 0,75 - 0,80$$

(questo corrisponde alla somma dei rendimenti termico ed elettrico)

$$PES \geq 10\%$$

Il limite sul rendimento globale non è rispettato.

Determiniamo il PES tenuto conto dei rendimenti e dei termini di correzione per effetto delle temperature medie di riferimento e delle perdite di trasformazione elettrica:

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{0,226}{(0,226 + 0,00369) * 0,985} + \frac{0,34}{0,8}} \right) * 100 = 29,7\%$$

Il limite sul PES è rispettato.

Efficienza secondo la "R1 formula"

$$Eff = \frac{E_p - (E_f + E_i)}{0,97 * (E_w + E_f)} = 1,037 = 103,7\% > 65\%$$

Il limite sulla R1 formula è rispettato. Questo tipo di parametro, qualifica come impianti di recupero energetico la maggior parte degli inceneritori europei¹.

¹ M.Grosso, A. Motta, L. Rigamonti. DIIAR, Politecnico di Milano "Efficiency of recovery from waste incineration in the light of the new Waste Framework Directive." Waste management, March 2010

3. Analisi del sistema energetico "Brescia" con riferimento al 2010: centrali termoelettriche, caldaie semplici, rete di teleriscaldamento e individuazione di indici di efficienza complessivi

Per poter effettuare una valutazione energetica è necessario riepilogare tutti i dati disponibili: combustibili utilizzati su base annua, corrispondenti energie primarie prodotte, vettori energetici prodotti, vettori forniti all'utenza.

Da questi dati si risale per ogni impianto ai rendimenti di primo principio; infine dalla somma di tutti i contributi termici ed elettrici, si può ricavare il rendimento del sistema complessivo come rapporto tra l'energia netta consegnata all'utenza e l'energia primaria richiesta per la sua produzione.

Dati 2010

Impianto di produzione	Unità	Pel installata	P th installata	Combustibile	PCI
		MWth	MW el		
Centrale cogenerativa Lamarmora	TG1	31	84	carbone	7,75
	TG2	33	87	OCD	11,75
	TG3	75	130	CH4	9,54
Caldaia Macchi 3 (c/o Lamarmora)	C3	0	58	CH4	9,54
Centrale Nord	CN	0	162	CH4	9,54
Impianti minori	IM	0	15		
Inceneritore	TU	84	160	RSU-RS	2,84
	TU			CH4	9,54

totali

223

696

Per ricavare l'energia termica effettivamente consegnata alle utenze si suggerisce di introdurre un rendimento di distribuzione della rete pari a 0,85 sulla base dei dati storici del gestore.

Il calcolo è approssimato, in quanto abbiamo trascurato ad esempio i costi energetici del pompaggio nella rete del teleriscaldamento (9161 MWh_{el}).

Si può rilevare che quasi tutto il calore prodotto è cogenerato, cosa che comporta un sovradimensionamento degli impianti con scarto ingente di calore nel semestre caldo.

Consumo annuo (k-m3-t)	Energia primaria MWh	Totale E primaria MWh	EE prodotta MWh	Eth prodotta MWh	Eth all'utenza
57.000,00	442.000,00	946.000,00	190000	594000	504900
4.000,00	47.000,00				0
47.886,00	457.000,00				0
1360	12.979,16	12.979,16	0	12000	10200
2.585,32	24.672,96	24.672,96	0	20000	17000
					0
809327	2.298.488,68	2.339.577,46	575000	796000	676600
4307	41088,78				0
	3.323.229,57	3.323.229,57	765000	1422000	1208700

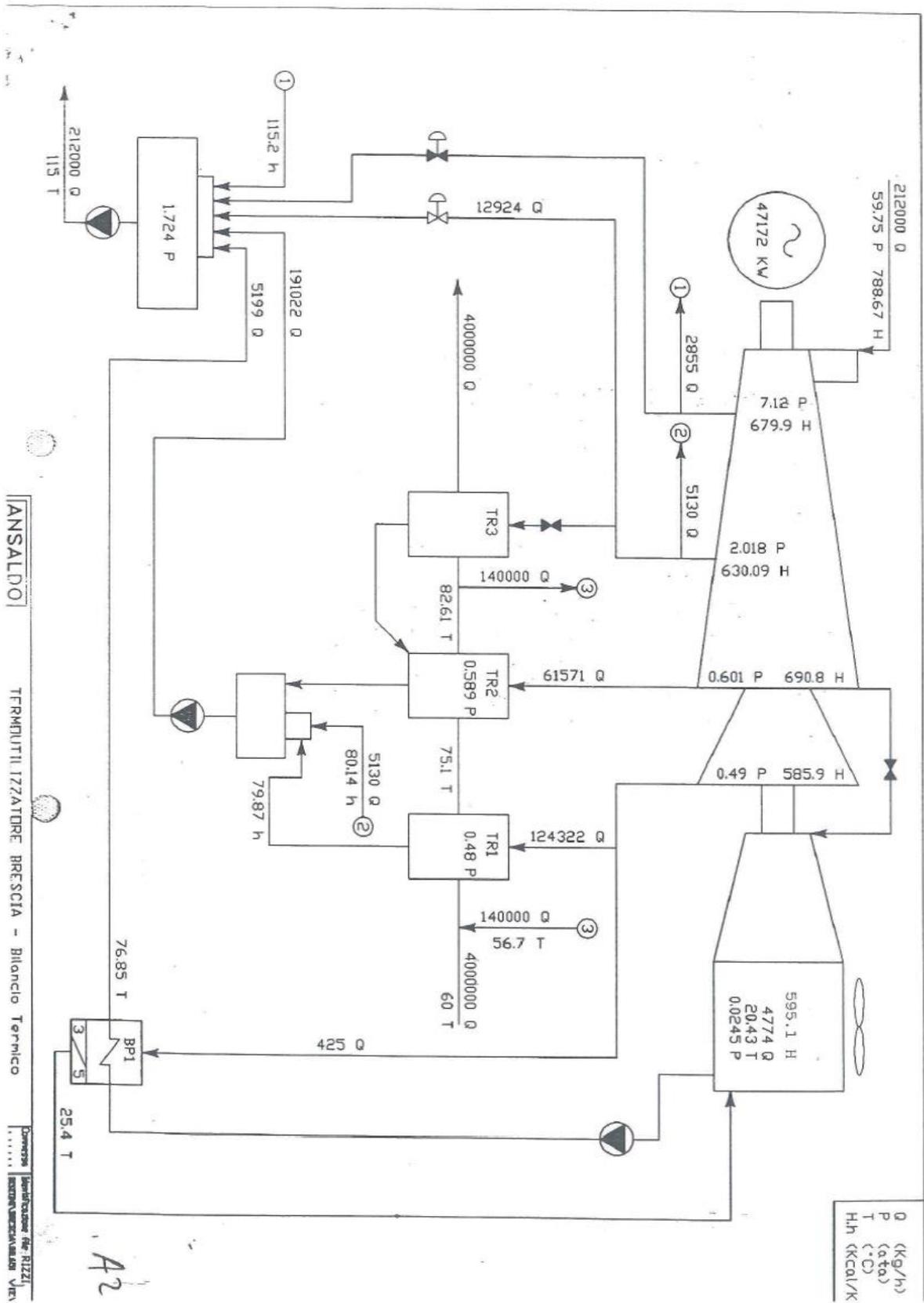
Infine si può ricavare il tasso di utilizzo della potenza termica installata, dividendo l'energia prodotta per la potenza: si ricava un utilizzo medio di 2000 h anno, conferma che **il mix di generazione è sovradimensionato essendo squilibrato sulla produzione elettrica.**

Non è un caso che l'azienda abbia presentato nel 2013 un nuovo progetto per sostituire i turbogruppi 1 e 2 con generatori semplici di calore.

η elettrico	η termico	η totale
0,20	0,63	0,83
0	0,92	0,92
0	0,81	0,81
0,25	0,34	0,59

Rendimento complessivo sistema Brescia **59,4%**

ALLEGATO 1



ANSALDO

TRMUTTI IZZATORE BRESCIA - Bilancio Termico

Comprova Rizzoli
 ...
 ...

A2