

Committente:



CACIP S.p.A. Consorzio Industriale Provinciale di Cagliari
Viale Diaz 86, 09125 Cagliari (CA)

Progetto:

Revamping delle linee "A" e "B"
del termovalorizzatore
di Cagliari - Macchiareddu

Progetto definitivo

Progettisti:

tbfpartner
Ingegneri e Consulenti

Strada Regina 70 T +41 91 610 26 26
Postfach E-Mail tbfti@tbf.ch
6982 Agno



R.P. Sarda s.r.l.
VIA GIOTTO, 7 SARROCH (CA)
TEL. 070 902036



Via Pitzolo 26 - Cagliari - tel. 070-454146
email: info@servinsri.it

Committente:

Progettista:

Titolo:

RELAZIONE DI CALCOLO IMPIANTI ELETTROMECCANICI DI PROCESSO

Rev.	Data	Modifiche	Disegnato	Controllato
0	28.01.2016	Prima emissione	FEP	AC
1	31.10.2016	Seconda emissione	FEP	AC
2	31.05.2018	Revisione per verifica progetto	FEP	AC
3				
4				
5				

Scala:	Formato:	Data:	Documento no. :	Rev.
-	A4	31.05.2018	C.10.1310	2

Revisioni

Revisione	Data	Indicazione della modifica	Redatto	Verificato
0	28.01.2016	Prima emissione	FEP	AC
1	31.10.2016	Seconda emissione	FEP	AC
2	31.05.2018	Revisione per verifica progetto	FEP	AC

Indice

1.	Configurazione dell'impianto	1
1.1	Dimensionamento dell'impianto	1
1.2	Inserimento nell'area e lay-out generale	1
2.	Descrizione dell'impianto	3
3.	Ricollocamenti e adattamenti di impianti esistenti	4
4.	Fossa e carroponete rifiuti	5
5.	Diagramma di combustione	6
6.	Combustione e produzione vapore	8
6.1	Descrizione del sistema di combustione	8
6.2	Calcolo del vapore necessario per il preriscaldamento dell'aria primaria	9
7.	Carroponete scorie	10
8.	Trattamento fumi	11
8.1	Portata fumi di combustione	11
8.2	Primo filtro a maniche	12
8.3	Reattore	13
8.4	Secondo filtro a maniche	13
8.5	SCR DeNOx	14
8.6	Scambiatore di calore fumi / condense	14
8.7	Ventilatore di coda	15
8.8	Silo reagenti e residui	16
9.	Turbina a vapore	18
10.	Ciclo termico	21
10.1	Descrizione delle principali modifiche da apportare al ciclo termico	21
10.2	Verifica del dimensionamento dei condensatori principali ed ausiliari	21
10.2.1	Condensazione del vapore destinato alla turbina "Fincantieri" esistente	21
10.2.2	Condensazione del vapore destinato alla turbina nuova	24
10.3	Verifica del dimensionamento delle torri di raffreddamento	27
10.3.1	Sostituzione torri di raffreddamento linee A, B ed R	28
10.3.2	Potenziamento torri di raffreddamento linea C	29
10.4	Verifica di dimensionamento dei degasatori	34
10.5	Verifica di dimensionamento delle pompe di estrazione del condensato	35
10.6	Verifica dimensionamento tubazioni vapore alta pressione	36

11. Verifica dimensionamento velocità fumi al camino	37
11.1 Calcolo velocità secondo dati AIA	37
11.2 Calcolo velocità fumi secondo dati di progetto revamping linee A e B	37

ALLEGATI:

ALLEGATO 1: DIAGRAMMA DI COMBUSTIONE

ALLEGATO 2: CALCOLO DELLA COMBUSTIONE

ALLEGATO 3: BILANCIO DI MASSA E CONSUMO DEI REAGENTI

ALLEGATO 4: DATASHEET PRIMO FILTRO A MANICHE

ALLEGATO 5: DATA SHEET SECONDO FILTRO A MANICHE

ALLEGATO 6: VERIFICHE CICLO TERMICO

1. Configurazione dell'impianto

1.1 Dimensionamento dell'impianto

Le nuove linee A e B dell'impianto di termovalorizzazione di Cagliari-Macchiareddu saranno dimensionate per trattare il seguente quantitativo di Rifiuti Solidi Urbani (di seguito RSU):

- Linea A 6.25 t/h;
- Linea B 6.25 t/h;

per un totale di rifiuti trattati pari a 12.5 t/h.

Considerando che le nuove linee verranno progettate per poter essere esercite fino a 8'000 ore all'anno, il quantitativo annuo di rifiuti smaltiti ammonta a $12.5 \text{ t/h} \times 8'000 \text{ h/a} = 100'000 \text{ t/a}$.

Relativamente al potere calorifico medio dei rifiuti trattati, occorre tenere conto dell'attuale organizzazione dei servizi di raccolta dei RSU, che tendono sempre più verso il modello della raccolta differenziata "porta a porta".

Con quest'ultimo sistema di raccolta i rifiuti solidi urbani vengono suddivisi in diverse tipologie (es. umido, metalli, vetro, carta, plastica) e raccolti in maniera differenziata, al fine di avere un materiale raccolto il più possibile omogeneo e pronto ad essere avviato verso le operazioni di riciclo/recupero di materia.

A valle della raccolta differenziata resta il cosiddetto "residuo secco" o "indifferenziato", che è sostanzialmente composto da tutti quei rifiuti, che attualmente non è economicamente vantaggioso raccogliere separatamente. Questa frazione "secca" è in genere composta da materiali con PCI relativamente elevati (es. plastiche non riciclabili, legno, stoffe, cc.) e da un contenuto di umidità piuttosto basso, visto che la frazione umida, legata prevalentemente agli scarti di cucina, viene raccolta in maniera separata.

Per le considerazioni di cui sopra, si è ipotizzato un PCI della frazione "secca" pari a 13'700 kJ/kg (circa 3'250 kcal/kg). Con questo valore si ottiene una potenza termica nominale di 23.7 MW per ogni forno di combustione e di complessivi 47.4 MW, laddove si considerino entrambe le linee di combustione.

1.2 Inserimento nell'area e lay-out generale

Le linee A e B esistenti sono racchiuse all'interno di un edificio prefabbricato in cemento armato precompresso.

Dopo attente verifiche dimensionali, è stato possibile progettare le nuove linee di combustione, in modo che la maggior parte delle apparecchiature di processo (es. forno, caldaia, filtri a maniche) sia installata all'interno del suddetto fabbricato. Le rimanenti apparecchiature di

processo (es. reattore, catalizzatore DeNOx, silos di stoccaggio reagenti, silos di stoccaggio residui solidi) verranno installate all'esterno, una parte sul piazzale retrostante all'edificio principale e la restante parte sull'attuale strada di servizio.

2. Descrizione dell'impianto

Per la descrizione dell'impianto si faccia integrale riferimento all'analogo Capitolo del documento n. R.10.1230, "Relazione tecnica impianti elettromeccanici di processo".

3. Ricollocamenti e adattamenti di impianti esistenti

Per tutto quanto attiene il presente argomento si faccia integrale riferimento al Capitolo 3 del documento n. R.10.1230, "Relazione tecnica impianti elettromeccanici di processo". Ulteriori informazioni sono altresì desumibili dal documento R.10.1270 "Relazione sulle interferenze".

4. Fossa e carroponte rifiuti

L'attuale sistema di stoccaggio e movimentazione dei rifiuti si ritiene adeguato e non sarà dunque oggetto di interventi.

5. Diagramma di combustione

Il diagramma di combustione, inserito in Allegato 1, permette di identificare le condizioni di esercizio dei nuovi forni. Su questo diagramma, che rappresenta differenti condizioni di combustione, sono riportati i punti principali ottenuti, variando i parametri caratteristici, ossia:

- la portata rifiuti, espressa in t/h;
- il potere calorifico dei rifiuti da incenerire, espresso in kJ/kg;
- la prestazione termica, ottenuta moltiplicando fra loro le prime due grandezze ed espressa in MW.

La regione del diagramma compresa fra questi punti indica le possibili condizioni di funzionamento dei forni, fornendo indicazioni precise espresse dai parametri citati.

Il primo punto, che viene definito per la composizione del diagramma di combustione, è il punto di massimo carico dell'impianto. In questo punto la combustione libera il quantitativo massimo di energia, che si può raggiungere con il tipo di forno prescelto. Il valore di 23.7 MW, stabilito come livello massimo raggiungibile con esercizio continuo, può essere raggiunto sia incenerendo un quantitativo elevato di rifiuti con basso potere calorifico, sia diminuendo la portata dei rifiuti incenerita, ma aumentandone il potere calorifico.

Nel seguito si riporta una descrizione dei punti del diagramma di combustione:

- Punto 1 : Carico massimo, in cui la prestazione termica (23.7 MW) è massima e, a causa del potere calorifico dei rifiuti non elevato (11'417 kJ/kg), la portata rifiuti raggiunge il livello più elevato (7.5 t/h);
- Punto 2: Carico nominale dell'impianto; questo punto è caratterizzato da una portata di 6.25 t/h di rifiuti ed un potere calorifico di 13'700 kJ/kg;
- Punto 3: Questo punto è stato ottenuto considerando rifiuti con un potere calorifico decisamente elevato (16'736 kJ/kg); al fine di mantenere massima la prestazione termica (23.7 MW), si è dovuta ridurre ulteriormente la portata di rifiuti a 5.1 t/h;
- Punto 4: Nella definizione di questo punto per la prima volta non si è considerata la prestazione termica massima, ma la si è limitata a circa l'80%; operando con rifiuti ad alto potere calorifico (16'736 kJ/kg), ma limitando al minimo la portata rifiuti (circa 55% della portata massima indicata al precedente punto 1), si ottiene una portata di 4.1 t/h per una corrispondente potenza termica di 19.1 MW;
- Punto 5: Con il punto precedente si è quindi definita la portata di rifiuti minima che bisogna garantire al forno (4.1 t/h); assumendo come prestazione termica circa il 55% del valore massimo stabilito (23.7 MW), si stabilisce quindi il potere calorifico che i rifiuti devono avere, cioè 11'417 kJ/kg (coincidente con il PCI del precedente punto 1); le condizioni espresse rappresentano il carico minimo, sia termico che meccanico, che occorre assicurare al forno, per garantirne un corretto esercizio;

Punto 6: Mantenendo la prestazione termica minima di 13.1 MW, si è aumentata la portata in modo da intersecare la retta che indica i rifiuti con PCI minimo e pari a 8'075 kJ/kg; la portata massica di rifiuti così ottenuta risulta di 5.8 t/h.

Punto 7: Muovendosi sulla retta caratterizzata da rifiuti con PCI minimo di cui al precedente punto 6, si identifica questo ultimo Punto, che considera la portata di rifiuti massima in ingresso nel forno (7.5 t/h) come stabilito nel Punto 1.

Con il posizionamento dei parametri fino ad ora descritti nel diagramma di combustione è quindi possibile identificare la corrispondente zona del diagramma, che identifica le possibili condizioni di funzionamento del forno.

Per brevi periodi di 1h ogni 24h il forno può funzionare anche in condizioni di sovraccarico (sia termico che meccanico); tali condizioni di funzionamento vengono identificate attraverso i seguenti punti:

Punto 1+: Questo punto esprime il sovraccarico del forno, in quanto, a causa di una portata di rifiuti pari a 8.2 t/h (più elevata di circa il 10% rispetto al valore massimo di 7.5 t/h), si registra una prestazione termica di 26.1 MW, che rappresenta una condizione di superamento del 10% della capacità nominale, sia meccanica che termica;

Punto 3+: In corrispondenza di questo punto viene raggiunta una condizione di sovraccarico solo termico, ovvero la prestazione termica raggiunge il limite massimo invalicabile precedentemente stabilito in 26.1 MW;

Punto 7+: In corrispondenza di questo punto si raggiunge invece la condizione di sovraccarico solo meccanico. La prestazione termica è in questo caso relativamente limitata (18.5 MW), ma la portata di rifiuti trattati risulta pari al valore massimo invalicabile di 8.2 t/h.

6. Combustione e produzione vapore

6.1 Descrizione del sistema di combustione

Il primo passo compiuto dai rifiuti verso la loro combustione avviene attraversando la tramoggia di carico. Grazie al sistema di alimentazione i rifiuti entrano nel forno e raggiungono la griglia di combustione, dove vengono inceneriti. Nel caso specifico dell'impianto di Macchiareddu la griglia di combustione è posizionata su di un telaio orizzontale.

La combustione dei rifiuti avviene grazie all'introduzione di aria primaria, preriscaldata per mezzo del calore recuperato dal sistema di raffreddamento della griglia stessa ed attraverso un preriscaldatore, alimentato con vapore a bassa pressione spillato dalla turbina a vapore.

L'introduzione di un'ulteriore portata di aria (secondaria) al di sopra della camera di combustione garantisce un'ossidazione ottimale dei fumi.

All'interno del forno è pure prevista l'installazione di due bruciatori ausiliari a gasolio. Essi avranno il compito di sostenere la combustione, nel caso in cui la temperatura della camera di combustione dovesse scendere sotto 850 °C. Gli stessi bruciatori verranno utilizzati in fase di avviamento, per preriscaldare il forno fino alla temperatura di 850 °C ed alla conseguente immissione dei rifiuti all'interno del forno stesso. I due bruciatori di sostegno ed avviamento avranno una potenza termica di circa 8 MW ciascuno, ovvero complessivamente pari ai 2/3 della potenza termica nominale del forno.

Come prodotto della combustione si ottengono da un lato i fumi, la cui energia viene utilizzata per generare vapore ad alta pressione, e dall'altro le scorie. I primi vengono convogliati dapprima verso le superfici di scambio termico della caldaia, e poi verso le successive fasi di trattamento per la depurazione degli stessi, mentre le scorie vanno ad accumularsi nella parte terminale della griglia, da dove vengono scaricate attraverso il pozzo scorie ed allontanate definitivamente per mezzo di un estrattore.

Per ogni punto descritto nel capitolo precedente sono stati eseguiti degli opportuni calcoli relativi alla combustione ed in particolare alla produzione di vapore. Le indicazioni delle caratteristiche di esercizio nei punti specificati sono state utilizzate come basi per i calcoli di cui sopra.

Il calcolo della combustione completo per il punto di funzionamento nominale è riportato nell'Allegato 2 della presente relazione. Questo calcolo, grazie al quale possono essere dimensionate le principali macchine della linea di combustione, a fronte dei dati di input relativi al rifiuto incenerito fornisce i dati principali della linea di combustione quali:

- Quantitativi e temperature di aria primaria e secondaria
- Quantitativi, temperature e composizioni dei fumi provenienti dalla combustione
- Quantitativi di ceneri volanti e scorie
- Potenze recuperabili dai fumi di combustione per la produzione di vapore

– Rendimenti delle sezioni di combustione e delle caldaie

I risultati relativi alla quantità di vapore prodotta sono riassunti nella seguente tabella per il punto più significativo del diagramma di combustione, che corrisponde alla condizione di esercizio nominale dell'impianto:

Punto di esercizio	Portata di vapore surriscaldato
2	27.5 t/h*

*per singola linea di combustione

Tabella 1: Produzione di vapore attesa in condizioni di esercizio nominale

6.2 Calcolo del vapore necessario per il preriscaldamento dell'aria primaria

Per il calcolo della potenza termica necessaria a preriscaldare l'aria primaria di combustione occorre tenere conto delle seguenti ipotesi:

Temperatura aria ambiente: 20 °C

Temperatura aria primaria: 110 °C

Portata aria primaria: 25'500 Nm³/h (per singola linea)

Pressione del vapore BP saturo: 3 bar(a)

Temperatura del vapore BP saturo: 133.5 °C

In base alle condizioni di cui sopra è possibile calcolare la potenza termica necessaria al preriscaldamento, pari a circa 830 kWt, che corrisponde ad una portata di vapore BP pari a circa 1.3 t/h.

Il preriscaldamento dell'aria primaria è un parametro di esercizio dei forni di combustione, che può essere regolato in funzione delle caratteristiche del rifiuto da bruciare. Tipicamente il preriscaldamento viene utilizzato quando vengono introdotti nel forno rifiuti umidi e che necessitano quindi di un sostegno termico per la loro completa combustione.

Il calcolo riportato qui sopra è anche da considerarsi come caso "limite", in quanto come primo stadio di preriscaldamento dell'aria primaria è stato comunque previsto uno scambiatore acqua/aria, che recupera il calore asportato dalla griglia di combustione, cedendolo all'aria primaria.

Con il sistema appena sopra descritto una parte, anche consistente, del preriscaldamento dell'aria primaria di combustione viene realizzato tramite un recupero termico interno al sistema di combustione. Questo implica dunque un minor consumo di vapore BP, ove quest'ultimo potrà essere destinato alla produzione di maggiore energia elettrica, elevando in questo modo l'efficienza complessiva del recupero energetico.

7. Carroponte scorie

L'attuale sistema di movimentazione delle scorie si ritiene adeguato e non sarà dunque oggetto di interventi.

8. Trattamento fumi

L'intera linea di trattamento sarà dimensionata in modo da rispettare i limiti di emissione indicati nel documento R-10-1000 Relazione Generale al capitolo 13.3 Emissioni atmosferiche, Tabella 2 e tenendo conto degli inquinanti presenti nei fumi da depurare indicati nell'Allegato 2.

Per quanto riguarda la descrizione delle diverse apparecchiature di processo della linea di trattamento fumi si faccia riferimento al documento R.10.1230 Relazione tecnica impianti di processo, capitolo 2.3. Le principali apparecchiature previste nella linea fumi sono le seguenti:

- primo filtro a maniche, per assicurare la depolverazione dei fumi in uscita dalla caldaia mediante la separazione del particolato solido grossolano;
- reattore, per assicurare il tempo di contatto fra i reagenti (Bicarbonato di sodio, carboni attivi) ed i fumi;
- secondo filtro a maniche, per l'eliminazione mediante bicarbonato di sodio e carboni attivi degli inquinanti acidi, dei microinquinanti e per la separazione del particolato solido fine;
- denitrificazione catalitica, per l'abbattimento degli ossidi di azoto;
- scambiatore di calore fumi/condense;
- ventilatore di coda, per assicurare la depressione nell'intera linea fumi e trasportare i fumi fino alla bocca del camino.

Nei paragrafi seguenti si riportano i principali parametri di dimensionamento della linea di trattamento fumi.

8.1 Portata fumi di combustione

I calcoli relativi alla combustione hanno permesso di stabilire la quantità di fumi derivanti da questo processo. Questo dato è di fondamentale importanza per il dimensionamento degli stadi che compongono la linea di depurazione. Nella tabella seguente è espresso il volume di fumi, calcolato in corrispondenza delle condizioni di esercizio nominali dell'impianto:

Punto di esercizio	Portata fumi
2	46'400 Nm ³ /h*

*in condizioni normali umide e per singola linea di combustione

Tabella 2: Portata dei fumi di combustione attesa in condizioni di esercizio nominale

Nell'Allegato 3 viene riportato il bilancio di materia relativo ad una linea di combustione con l'indicazione del consumo stimato di reagenti (bicarbonato di sodio, carboni attivi, soluzione

ammoniacale) ed una previsione dei residui solidi prodotti a valle del processo di combustione dei rifiuti (scorie, ceneri volanti, PSR).

8.2 Primo filtro a maniche

Come descritto nei capitoli precedenti il primo stadio della linea di trattamento dei fumi è un filtro a maniche, necessario alla rimozione delle ceneri volanti contenute nel flusso di fumi in uscita alla caldaia.

Il parametro principale utilizzato per il dimensionamento del filtro a maniche è la velocità di filtrazione, che non deve superare il valore di 0.9 m/min.

Sulla base di questo valore può essere definita la superficie minima delle maniche di filtrazione come segue:

Descrizione	U.M.	Valori
<u>Portata fumi nominale</u>	Nm ³ /h	46'400
Temperatura dei fumi	°C	200
Portata fumi effettiva	m ³ /h	80'400
Superficie maniche prevista	m ²	1'500
Velocità di filtrazione effettiva	m/s	0.89

Tabella 3: Parametri di dimensionamento primo filtro a maniche

Il datasheet contenente i principali dati di dimensionamento di tale macchina nelle condizioni di portata minima, di portata nominale e di portata massima è riportato nell'Allegato 4 della presente relazione.

8.3 Reattore

Come descritto precedentemente il reattore deve garantire un tempo minimo di reazione dei fumi con i reagenti prima che questi siano rilasciati verso il secondo filtro a maniche. Di seguito si riportano i dati principali del reattore.

Descrizione	U.M.	Valori
<u>Portata fumi nominale</u>	Nm ³ /h	48'400*
Temperatura dei fumi	°C	190
Portata fumi effettiva	m ³ /h	82'000
Tempo di reazione minimo	s	3
Volume minimo reattore	m ³	68

Tabella 4: Parametri di dimensionamento reattore

*) Portata aumentata per tenere conto dell'immissione di aria per il trasporto dei reagenti

8.4 Secondo filtro a maniche

Anche nel caso del secondo filtro a maniche il parametro principale utilizzato per il dimensionamento è la velocità di filtrazione, che non deve superare il valore di 0.9 m/min.

Sulla basa di questo valore può essere definita la superficie minima delle maniche di filtrazione come segue:

Descrizione	U.M.	Valori
<u>Portata fumi nominale</u>	Nm ³ /h	48'400
Temperatura dei fumi	°C	180
Portata fumi effettiva	m ³ /h	80'400
Superficie maniche prevista	m ²	1'500
Velocità di filtrazione effettiva	m/s	0.89

Tabella 5: Parametri di dimensionamento secondo filtro a maniche

Nell'Allegato 5 sono riportati i dati di dimensionamento del secondo filtro a maniche, necessario per l'eliminazione del particolato solido fine, degli inquinanti acidi (HCl, SO_x, HF) e dei microinquinanti (metalli pesanti, diossine, furani).

Analogamente al datasheet del primo filtro a maniche, anche questa scheda tecnica riporta i valori di dimensionamento previsti nelle condizioni di portata minima, di portata nominale e di portata massima.

8.5 SCR DeNOx

Per la riduzione degli ossidi di azoto nei fumi di combustione rilasciati in atmosfera è prevista l'installazione di un denitrificatore catalitico del tipo bassissima temperatura (circa 180 °C).

Il denitrificatore avrà le seguenti caratteristiche principali

Descrizione	U.M.	Valori
<u>Portata fumi nominale</u>	Nm ³ /h	48'400
Temperatura dei fumi	°C	180
Tenore NO _x in entrata al denitrificatore	mg/Nm ³	600

Tabella 6: Parametri di dimensionamento denitrificatore

Per il corretto funzionamento del catalizzatore è prevista una costante iniezione di soluzione ammoniacale a monte del catalizzatore stesso. Il consumo previsto per questo reagente è riportato in Allegato 3.

8.6 Scambiatore di calore fumi / condense

A valle del denitrificatore è previsto uno scambiatore di calore da utilizzare per recuperare parte del calore contenuto nei fumi di depurazione prima del ventilatore di coda e cederlo alle condense del ciclo termico in maniera da preriscaldarle prima che queste siano inviate ai degasatori. Di seguito si riportano i dati principali di questo scambiatore di calore

Descrizione	U.M.	Valori
<u>Portata fumi nominale</u>	Nm ³ /h	48'400
Temperatura dei fumi in entrata	°C	180
Temperatura dei fumi in uscita	°C	120
Temperatura condense in entrata	°C	54
Temperatura condense in uscita	°C	90
Potenza scambiata	kW	1'500

Tabella 7: Parametri di dimensionamento scambiatore fumi / condense

8.7 Ventilatore di coda

Di seguito si riportano i dati principali del ventilatore di coda

Descrizione	U.M.	Valori
<u>Portata fumi nominale</u>	Nm ³ /h	48'400
Temperatura dei fumi	°C	120
Prevalenza	mmH ₂ O	910
Potenza motore installato	kW	250

Tabella 8: Parametri di dimensionamento ventilatore di coda

8.8 Silo reagenti e residui

Sulla base dei calcoli relativi al sistema di trattamento fumi, riepilogati nell'Allegato 3, è stato possibile effettuare il dimensionamento dei silos di stoccaggio dei reagenti e dei residui solidi. I volumi dei silos e serbatoi previsti per l'immagazzinamento di reagenti o residui sono riassunti nelle seguenti tabelle.

Silos di stoccaggio dei reagenti

Descrizione	U.M.	Valori
<u>Silo bicarbonato</u>		
Volume lordo / netto	m ³	105 / 90
Densità bicarbonato	kg/m ³	800
Consumo bicarbonato	kg/d	6'290
Autonomia	d	ca. 11
<u>Silo carbone attivo</u>		
Volume lordo / netto	m ³	14 / 11
Densità carbone attivo	kg/m ³	300
Consumo carbone attivo	kg/d	288
Autonomia	d	ca. 11
<u>Serbatoio soluzione ammoniacale al 25%</u>		
Volume lordo / netto	m ³	55 / 48
Densità soluzione ammoniacale al 25%	kg/m ³	880
Consumo soluzione ammoniacale al 25%	kg/d	1'392
Autonomia	d	ca. 31

Tabella 9: Principali dati di dimensionamento dei silos di stoccaggio dei reagenti

Silos di stoccaggio dei residui solidi

Descrizione	U.M.	Valori
Silo ceneri volanti		
Volume lordo / netto	m ³	220 / 180
Densità	kg/m ³	450
Produzione ceneri volanti	kg/d	7'680
Autonomia	d	ca. 10
<u>Silo residui (PSR)</u>		
Volume lordo / netto	m ³	100 / 80
Densità PSR	kg/m ³	800
Produzione PSR	kg/d	4'512
Autonomia	d	ca. 14

Tabella 10: Principali dati di dimensionamento dei silos di stoccaggio dei residui solidi

9. Turbina a vapore

I risultati dei calcoli citati nel precedente capitolo 6 indicano la produzione di vapore attesa nel punto di carico nominale, che è stata adottata come base per il dimensionamento del ciclo termico. Dal punto di vista termodinamico il vapore generato nella caldaia è vapore surriscaldato alla pressione di circa 40 bar assoluti ed alla temperatura di 370°C.

I risultati dei calcoli teorici relativi al ciclo termico di conversione dell'energia (vedi Allegato 6 – Caso 1 “Assetto di marcia base con massima produzione di e.e.”) sono riassunti nella seguente tabella:

Parametri	Valori con PCI 13'700 kJ/kg
Punto di esercizio	2
Portata vapore entrata turbina	55 t/h
Pressione vapore uscita caldaia	40.0 bara
Temperatura vapore uscita caldaia	370 °C
Pressione vapore entrata turbina	38 bara
Temperatura vapore entrata turbina	368 °C
Pressione di condensazione	0.15 bar(a)
Preriscaldamento aria primaria	no
Preriscaldamento condense ciclo termico	si
Temperatura acqua di alimento	130 °C
Potenza generatore ai morsetti	10.9 MW

Tabella 11: Principali dati di dimensionamento del ciclo acqua/vapore delle nuove linee A e B

In realtà l'effettivo assetto impiantistico del ciclo termico sarà leggermente diverso rispetto a quello prospettato nella tabella precedente, che si riferisce al caso in cui le linee A e B siano totalmente autonome rispetto al resto dell'impianto di termovalorizzazione di Macchiareddu (ipotesi del progetto preliminare).

All'interno dello stabilimento di Macchiareddu ci sono 4 linee di incenerimento rifiuti con diverse produzioni di vapore surriscaldato. Il vapore surriscaldato prodotto dalle diverse linee è ripilogato nella tabella sottostante:

Descrizione	Portata vapore surriscaldato (t/h)
Linea A	27.5*
Linea B	27.5*
Linea C	22
Linea R	12
Totale	89

* produzione di vapore attesa a valle delle opere di revamping

Tabella 12: Riepilogo della produzione di vapore surriscaldato attesa per ciascuna linea

In funzione delle portate di vapore surriscaldato sopra riportate, si propone uno schema realizzativo diverso ed alternativo a quanto ipotizzato nel progetto preliminare.

In questa sede si propone di collegare tra loro tutte e 4 le linee di combustione presenti in stabilimento (A, B, C e R) ed il relativo vapore surriscaldato prodotto. In questo modo il vapore surriscaldato prodotto da ciascuna linea verrà reso disponibile in maniera indistinta all'interno di un collettore di distribuzione ad alta pressione e da qui potrà essere indirizzato al meglio verso le turbine a vapore effettivamente disponibili.

Con questa nuova configurazione d'impianto si propone di saturare inizialmente la turbina esistente fino al massimo delle sue capacità, dedicando successivamente il vapore surriscaldato residuo per l'alimentazione di una nuova turbina, da dimensionare "ad hoc".

Sulla base di questa impostazione del ciclo termico, la nuova turbina a vapore risulterà di dimensioni più contenute rispetto alla taglia di turbina a vapore inizialmente prevista nel progetto preliminare ed il cui pre-dimensionamento di base era stato ipoteticamente valutato nella precedente Tabella 12.

Nella seguente tabella si riportano in sintesi le prestazioni ipotizzate per il nuovo schema di esercizio proposto:

Descrizione	Portata vapore in ingresso (t/h)	Portata di vapore prelevato a 8.5 e 3 barg (t/h)	Potenza elettrica generata (kW)
Turbina esistente*	47	10.9	8'330
Turbina nuova	42	3.3	8'290
Totale	89	14.2	16'620

*da rigenerare integralmente

Tabella 13: Ipotesi di suddivisione del vapore surriscaldato sulle 2 turbine e prestazioni attese

Come si vede il nuovo schema realizzativo progettato permetterà di:

- sfruttare in maniera più efficiente la turbina a vapore esistente;
- incrementare la produzione di energia elettrica complessiva rispetto a quanto previsto nel progetto preliminare.

10. Ciclo termico

10.1 Descrizione delle principali modifiche da apportare al ciclo termico

Qui di seguito si riportano alcune considerazioni in merito all'integrazione dei cicli termici delle linee A, B ed R con il ciclo termico della linea C, che ad oggi risultano sostanzialmente separati, a meno di una linea di collegamento di emergenza, che permette al vapore surriscaldato prodotto dalla linea C di essere indirizzato verso la turbina "Fincantieri", in occasione dei fermi (programmati o non programmati) della turbina "Nuovo Pignone".

La prima modifica, già citata è quella di far confluire tutto il vapore surriscaldato prodotto dalle 4 linee di incenerimento in unico collettore di alta pressione, da cui sarà successivamente indirizzato verso le due turbine sulla base delle effettive disponibilità delle stesse.

La seconda modifica sarà quella di sostituire l'attuale degasatore a servizio della linea C con nuovo degasatore di dimensioni analoghe al degasatore ora a servizio delle linee A, B ed R. I due degasatori (quello esistente e quello nuovo) saranno installati alla stessa altezza e collegati da due tubazioni d'equilibrio (una per fase), al fine di consentirne il loro funzionamento "in parallelo", ovvero di permettere il naturale ribilanciamento dei flussi di acqua in ingresso ed in uscita tra le due apparecchiature per il semplice principio dei vasi comunicanti.

10.2 Verifica del dimensionamento dei condensatori principali ed ausiliari

A seguito delle variazioni nel dimensionamento delle turbine a vapore descritte nel capitolo 9, occorre verificare il dimensionamento dei condensatori principali ed ausiliari, che sono a servizio delle corrispondenti turbine.

10.2.1 Condensazione del vapore destinato alla turbina "Fincantieri" esistente

In base alle informazioni dichiarate dal Costruttore e relative alle opere di rigenerazione integrale della turbina a vapore esistente, si riportano nella tabella sottostante, alcune indicazioni relative allo scarico del vapore di condensazione, al variare delle principali condizioni operative.

Nell'Allegato 6 sono riportati i calcoli di dettaglio relativi al funzionamento del ciclo termico in condizioni di esercizio (Caso 4 – "Turbina esistente rigenerata con massimo prelievo di vapore MP") ed in condizioni di progetto (Caso 5 – "Turbina rigenerata con massima produzione di e.e.).

Descrizione	U.M.	Progetto (massima produzione di e.e.)	Esercizio (massimo prelievo di vapore MP)
Pressione vapore in ingresso	bar (a)	38	38
Temperatura vapore in ingresso	°C	370	370
Portata vapore in ingresso	t/h	47	47
Portata di vapore prelevata	t/h	3.9	10.9
Pressione vapore allo scarico	bar (a)	0.15	0.15
Portata di vapore inviata al condensatore	t/h	43.1	36.6
Produzione di energia elettrica	kWe	9'290	8'330

Tabella 14: Principali dati di esercizio della turbina esistente rigenerata per il dimensionamento del condensatore principale

Condensatore principale

Sulla base delle schede tecniche in nostro possesso l'attuale condensatore è dimensionato per condensare una portata di vapore pari a circa 39 t/h. Dopo aver chiesto una verifica della suddetta apparecchiatura al Costruttore, risulta che l'attuale condensatore risulta comunque idoneo a condensare anche le maggiori portate di vapore previste rispetto alla situazione odierna.

Dimensionamento condensatore principale

Nella tabella seguente sono riportati i dati dimensionamento dell'apparecchiatura.

Descrizione	U.M.	Valori di progetto	Valori di esercizio
Portata di vapore da condensare	t/h	43.1	36.3
Stato del vapore	-	saturo	saturo
Pressione vapore	bar (a)	0.15	0.15
Temperatura vapore	°C	54	54
Fluido di condensazione	-	Acqua di torre	Acqua di torre
Temperatura ingresso acqua	°C	30	30
Temperatura ingresso acqua	°C	40	40
Portata acqua di raffreddamento	kg/h	2'550	1'900
Potenza termica	kWt	29'600	21'900

Tabella 15: Principali dati di dimensionamento del condensatore principale

Il nuovo condensatore principale andrà dimensionato per il caso più gravoso, ovvero in corrispondenza dei “valori di progetto” riportati in Tabella 15.

Condensatore ausiliario

Relativamente al condensatore ausiliario a servizio della turbina “Fincantieri” rigenerata occorre qui considerare che, in caso di fuori servizio della suddetta turbina, tutto il vapore surriscaldato viene immediatamente deviato verso il condensatore ausiliario, previa una sua laminazione (dalla pressione iniziale di 38 bar assoluti alla pressione di condensazione nominale pari a 0.5 bar assoluti) ed un successivo attemperamento, tramite l'iniezione di una portata controllata di condensato.

In questo modo si ottiene una portata maggiorata di vapore da condensare ed in particolare rispetto alle iniziali 47 t/h, si arriva ad una portata finale in ingresso al condensatore ausiliario pari a circa 57 t/h.

Dimensionamento condensatore ausiliario

Nella tabella seguente sono riportati i dati dimensionamento dell'apparecchiatura.

Descrizione	U.M.	Valori di progetto
Portata di vapore da condensare	t/h	57.2
Stato del vapore	-	saturo
Pressione vapore	bar (a)	0.5
Temperatura vapore	°C	81
Fluido di condensazione	-	Acqua di torre
Temperatura ingresso acqua	°C	30
Temperatura ingresso acqua	°C	40
Portata acqua di raffreddamento	t/h	3'160
Potenza termica	kWt	36'700

Tabella 16: Principali dati di dimensionamento del condensatore ausiliario

Sulla base delle schede tecniche in nostro possesso l'attuale condensatore ausiliario è dimensionato per condensare una portata di vapore pari a 56.9 t/h ad una pressione nominale di 3.2 bar(a). Tenuto conto che la pressione di esercizio di questo condensatore dovrebbe essere normalmente mantenuta tra 0.5 bar(a) e 0.8 bar(a), si considera questo condensatore come non adeguato, per via della riduzione dello scambio termico associata alla minore temperatura di condensazione del vapore nelle sue effettive condizioni di esercizio.

Il nuovo condensatore ausiliario andrà pertanto dimensionato in accordo ai "valori di progetto" riportati in Tabella 16.

10.2.2 Condensazione del vapore destinato alla turbina nuova

In base al dimensionamento della nuova turbina a vapore, che sostituirà l'attuale turbina "Nuovo Pignone", si riportano nella tabella sottostante alcune indicazioni relative allo scarico del vapore di condensazione, al variare delle principali condizioni operative.

Nell'Allegato 6 è riportato il calcolo di dettaglio relativo al funzionamento del ciclo termico per la marcia della nuova turbina in condizioni di progetto (Caso 3 – “Nuova turbina per surplus vapore prodotto”).

Descrizione	U.M.	Progetto (massima produzione di e.e.)
Pressione vapore in ingresso	bar (a)	38
Temperatura vapore in ingresso	°C	370
Portata vapore in ingresso	t/h	42
Portata di vapore prelevata	t/h	3.3
Pressione vapore allo scarico	bar (a)	0.15
Portata di vapore inviata al condensatore	t/h	38.7
Produzione di energia elettrica	kWe	8'290

Tabella 17: Principali dati di esercizio per il dimensionamento del condensatore principale

Condensatore principale

Come si può evincere dalla tabella sopra riportata le portate di vapore surriscaldato in gioco per la nuova turbina (circa 42 t/h) sono nettamente superiori rispetto a quelle destinate alla turbina attuale (circa 22 t/h). L'attuale condensatore principale andrà pertanto sostituito.

Dimensionamento condensatore principale

Nella tabella seguente sono riportati i dati dimensionamento della nuova apparecchiatura.

Descrizione	U.M.	Valori di progetto (massima produzione di e.e.)
Portata di vapore da condensare	t/h	38.7
Stato del vapore	-	saturo
Pressione vapore	bar (a)	0.15
Temperatura vapore	°C	54
Fluido di condensazione	-	Acqua di torre
Temperatura ingresso acqua	°C	30
Temperatura uscita acqua*	°C	45
Portata acqua di raffreddamento*	t/h	1'450
Potenza termica	kWt	25'500

* si faccia riferimento alla trattazione contenuta nel successivo par. 10.3.2

Tabella 18: Principali dati di dimensionamento del nuovo condensatore principale

Condensatore ausiliario

Relativamente al condensatore ausiliario a servizio della nuova turbina, occorre qui considerare che, in caso di fuori servizio della turbina, tutto il vapore surriscaldato verrà immediatamente deviato verso il relativo condensatore ausiliario, previa una sua laminazione (dalla pressione iniziale di 38 bar assoluti alla pressione nominale di condensazione pari a 0.5 bar assoluti) ed un successivo attemperamento, tramite l'iniezione di una portata controllata di condensato.

In questo modo si ottiene una portata maggiorata di vapore da condensare ed in particolare rispetto alle iniziali 42 t/h nominale, si arriva ad una portata finale in ingresso al condensatore ausiliario pari a circa 51 t/h.

Analogamente al condensatore principale, anche in questo caso, trattandosi di portate di vapore nettamente superiori a quelle trattate oggi dalle apparecchiature della linea C, si rende

necessaria la sostituzione integrale dello scambiatore di calore con un'apparecchiatura, che abbia le caratteristiche riportate nella successiva Tabella 19.

Dimensionamento condensatore ausiliario

Nella tabella seguente sono riportati i dati dimensionamento della nuova apparecchiatura.

Descrizione	U.M.	Valori di progetto
Portata di vapore da condensare	t/h	51
Stato del vapore	-	saturo
Pressione vapore	bar (a)	0.5
Temperatura vapore	°C	81
Fluido di condensazione	-	Acqua di torre
Temperatura ingresso acqua	°C	30
Temperatura uscita acqua*	°C	49.5
Portata acqua di raffreddamento*	t/h	1'450
Potenza termica	kWt	33'000

* si faccia riferimento alla trattazione contenuta nel successivo par. 10.3.2

Tabella 19: Principali dati di dimensionamento del condensatore ausiliario della nuova turbina

10.3 Verifica del dimensionamento delle torri di raffreddamento

A seguito delle variazioni nel dimensionamento delle turbine a vapore descritte nei paragrafi precedenti, occorre verificare anche il corretto dimensionamento delle torri di raffreddamento e dei relativi circuiti di circolazione dell'acqua.

Le attuali torri di raffreddamento a servizio delle linee A, B ed R hanno ormai raggiunto il limite della loro vita tecnica utile e diventa quindi necessario sostituirle.

La sostituzione avverrà con torri di raffreddamento in vetroresina di tipo package. Contestualmente alla sostituzione per vetustà, si approfitterà del fatto che il bacino di raccolta acqua esistente è già predisposto per accogliere un numero maggiore di torri di raffreddamen-

to, al fine di potenziare anche il sistema di acqua di torre complessivamente a disposizione per tutte le linee di incenerimento rifiuti.

Gli interventi previsti saranno i seguenti:

- installazione di nuove torri in sostituzione delle attuali torri a servizio delle linee A, B e R con contestuale potenziamento della capacità termica;
- installazione di nuove torri per potenziare il circuito di raffreddamento della linea C;
- realizzazione di uno o più tubi di equalizzazione, per collegare i due bacini di raccolta dell'acqua di torre, ovvero quello più grande, che attualmente ospita le torri a servizio delle linee A, B ed R, e quello più piccolo, che ospita le torri di raffreddamento a servizio della sola linea C;
- sostituzione delle pompe di circolazione attualmente a servizio del circuito di raffreddamento della linea C, al fine di aumentare la portata di circolazione dell'acqua di torre, fino a soddisfare le aumentate esigenze di condensazione della nuova turbina.

10.3.1 Sostituzione torri di raffreddamento linee A, B ed R

In occasione della rigenerazione integrale della turbina "Fincantieri" esistente, aumenterà anche il vapore destinato alla condensazione e quindi occorre verificare che le nuove torri di raffreddamento garantiscano una potenza termica maggiore rispetto alle torri esistenti.

Nella tabella seguente si riepilogano i dati tecnici in nostro possesso relativamente alle torri di raffreddamento esistenti a servizio delle linee A, B, R.

Descrizione	U.M.	Valori di progetto
Portata acqua da raffreddare	t/h	3'078*
Temperatura acqua in ingresso	°C	38.5*
Temperatura acqua in uscita	°C	28.5*
Potenza termica	kWt	35'790*

* dati desunti dai datasheet delle torri di raffreddamento esistenti (EVAPCO)

Tabella 20: Principali dati di progetto delle torri di raffreddamento attuali

Come abbiamo visto nel capitolo dedicato alla verifica del dimensionamento del condensatore ausiliario, la potenza termica massima richiesta per la condensazione del vapore è di 36'700 kW (vedi Tabella 16). A questa potenza massima, necessaria alla condensazione di tutto il vapore in condizioni di by-pass turbina, occorre aggiungere altri 2'000 kW termici, per tenere conto delle ulteriori esigenze di raffreddamento degli ausiliari. (es. centralina oleodinamica, olio turbina, refrigerante alternatore).

La potenza massima del circuito di raffreddamento dovrà pertanto essere pari a 38'700 kW.

Dato che la portata massima dell'acqua di torre circolante si ottiene in corrispondenza del funzionamento contemporaneo di 3 pompe di circolazione (1'200 m³/h cad. per un totale di 3'600 m³/h), occorre verificare che questa portata massima sia sufficiente a soddisfare le nuove esigenze di raffreddamento, senza intervenire sulle pompe di circolazione.

Gli unici parametri significativi sui cui si ritiene utile intervenire sono unicamente la temperatura dell'acqua in ingresso ed in uscita dalle torri di raffreddamento, che si ritiene utile elevare rispettivamente dagli attuali 38.5 °C ai futuri 40 °C (acqua di ritorno del circuito di raffreddamento in ingresso alla torre di raffreddamento) e dagli attuali 28.5 °C ai futuri 30 °C (acqua di mandata del circuito di raffreddamento in uscita dalle torri di raffreddamento), per tenere meglio conto delle condizioni ambientali presenti a Cagliari durante i mesi estivi.

Nella tabella sottostante si riportano i parametri principali di dimensionamento delle nuove torri di raffreddamento a servizio delle linee A, B, R.

Descrizione	U.M.	Valori di progetto
Potenza termica	kWt	38'700
Temperatura acqua in ingresso	°C	40.0
Temperatura acqua in uscita	°C	30.0
Portata acqua di raffreddamento	t/h	3'330

Tabella 21: Principali dati di progetto delle torri di raffreddamento a servizio della turbina esistente

Nella tabella 15 è riportata la nuova potenza termica complessiva delle torri di raffreddamento a servizio delle linee A, B, R e la portata di acqua circolante all'interno del relativo circuito. Come detto la massima portata d'acqua di circolazione è comunque inferiore alla portata massima portata nominale delle pompe attualmente installate (circa 3'600 t/h), che pertanto si ritengono adeguate e potranno dunque essere mantenute.

10.3.2 Potenziamento torri di raffreddamento linea C

Attualmente, al fine di condensare il vapore prodotto oggi dalla linea C ed inviato alla turbina "Nuovo Pignone", le torri di raffreddamento esistenti dovranno essere in grado di erogare la potenza termica stimata nella tabella sottostante.

Ipotesi di calcolo per condensazione vapore attuale Linea C

Descrizione	U.M.	Vapore esausto scarico della turbina	Vapore di by-pass
Portata di vapore da condensare	t/h	19.8*	26.8*
Stato del vapore	-	saturo	saturo
Pressione vapore	bar (a)	0.15	0.5*
Temperatura vapore	°C	54	81
Fluido di condensazione	-	Acqua di torre	Acqua di torre
Temperatura ingresso acqua	°C	30	30
Temperatura ingresso acqua	°C	40	40
Portata acqua di raffreddamento	t/h	1'050*	1'410*
Potenza termica	kWt	12'000*	16'400*

*dati indicativi stimati in base alle informazioni raccolte

Tabella 22: Principali dati di progetto delle torri di raffreddamento attuali

Sulla base delle considerazioni fatte nei paragrafi precedenti, al fine di permettere la condensazione del vapore, che sarà in futuro destinato alla nuova turbina (circa 42 t/h) nelle condizioni di esercizio più gravose, ovvero in condizioni di by-pass turbina (vedi Tabella 19), occorrerà una potenza termica di circa 33 MW, a cui andrà aggiunto un'ulteriore potenza termica di almeno 1 MW, per tenere conto delle esigenze di raffreddamento degli ausiliari della Linea C.

In questo modo è possibile stimare la potenza termica necessaria ad integrare l'attuale circuito di raffreddamento con acqua di torre a servizio della linea C, che non dovrà pertanto essere inferiore a 34 MW.

Nella tabella seguente si riepilogano i dati tecnici in nostro possesso relativamente al fabbisogno di raffreddamento futuro ed attuale (per quest'ultimo si veda la precedente Tabella 22).

Descrizione	U.M.	Valori di progetto
Potenza termica richiesta dal futuro assetto impiantistico	kWt	34.0
Potenza termica disponibile ad oggi (torri esistenti)	kWt	18.0
Potenza termica da integrare in occasione del re-vamping in oggetto (nuove torri)	kWt	16.0

* dati desunti dai datasheet delle torri di raffreddamento esistenti (Marley)

Tabella 23: Bilancio della potenza termica di raffreddamento necessaria per la nuova turbina a vapore

Visto che il bacino di raccolta dell'acque di torre, che attualmente ospita le torri a servizio delle linee A, B ed R, è molto grande (larghezza: 16 m e lunghezza 27 m), si prevede di installare tutte le nuove torri (sia quelle in sostituzione delle esistenti per le linee A, B ed R, che quelle necessarie per il potenziamento delle torri a servizio della linea C) in corrispondenza del suddetto bacino, con la realizzazione di un numero adeguato di tubazioni di compensazione per il naturale riequilibrio del livello dell'acqua contenuta nei bacini stessi.

Verifica del circuito di acqua di raffreddamento

Nella tabella sottostante si riportano i parametri principali di dimensionamento delle nuove torri di raffreddamento secondo uno schema classico, che prevede una differenza di temperatura tra ingresso ed uscita dell'acqua di torre pari a 10 C°.

Descrizione	U.M.	Valori di progetto
Potenza termica	kWt	34'000
Temperatura acqua in ingresso	°C	40.0
Temperatura acqua in uscita	°C	30.0
Portata acqua da raffreddare	t/h	2'940

Tabella 24: Principali dati di progetto delle torri di raffreddamento a servizio della nuova turbina

Con una differenza di temperatura di 10 °C la portata di acqua circolante risulterebbe superiore di più del doppio rispetto alla portata di progetto delle attuali pompe di circolazione a servizio del circuito di raffreddamento della linea C (1'400 t/h).

Oltre al problema della limitata capacità delle attuali pompe di circolazione, occorre anche considerare il fatto che gli attuali tubi del circuito acqua di torre della linea C, avendo un diametro nominale pari a DN500, non sarebbero comunque adatti a sostenere la circolazione di una portata d'acqua così elevata.

Sulla base delle considerazioni di cui sopra si rende necessario ricalibrare il dimensionamento del circuito di raffreddamento, al fine di soddisfare da una parte le esigenze di maggiore potenza termica, legata al progetto di revamping, e dall'altra di non superare i limiti fisici dei componenti attualmente installati.

Ipotizzando di utilizzare le torri di raffreddamento per la condensazione del vapore in condizioni di progetto (vedi Tabella 12) si ottiene una portata d'acqua di circolazione pari a 2'180 t/h. Questa portata va ulteriormente incrementata di 100 t/h necessarie al raffreddamento degli ausiliari. La portata complessiva sui cui verificare l'adeguatezza dei tubi esistenti è pertanto pari a 2'280 t/h. In corrispondenza di questa portata la velocità del fluido è pari circa 3.5 m/s, che però è un valore troppo alto rispetto all'usuale range di accettabilità.

Dopo un'accurata ottimizzazione delle varie possibilità a disposizione, si è deciso di fissare la velocità di attraversamento dell'acqua nei tubi in circa 2.5 m/s. Sulla base della velocità data, la nuova portata di circolazione totale ammonta pertanto a 1'550 t/h. Siccome l'acqua di raffreddamento viene utilizzata sia per la condensazione del vapore di turbina che per il raffreddamento degli ausiliari, si considera una portata d'acqua esclusivamente dedicata al raffreddamento degli ausiliari e pari a 100 t/h. La rimanente portata d'acqua (1'450 t/h) resterà a disposizione per la condensazione del vapore.

Sulla base della portata di 1'450 t/h di acqua disponibile nella tabella sottostante si calcola la differenza di temperatura necessaria a garantire il funzionamento delle torri di raffreddamento, a parità di potenza termica da garantire.

Descrizione	U.M.	Valori di progetto (massima produzione di e.e.)
Portata acqua di raffreddamento	t/h	1'450
Potenza termica	kWt	25'500*
Temperatura di mandata acqua	°C	30
Delta T	°C	15
Temperatura di ritorno acqua	°C	45

* potenza termica di progetto del condensatore principale a servizio della nuova turbina (rif. Tabella 12)

Tabella 25: Calcolo delle nuove temperature di funzionamento delle torri di raffreddamento linea C

In base ai risultati di Tabella 25 risulta abbastanza evidente che con temperatura di ritorno dell'acqua di raffreddamento pari a 45 °C diventa abbastanza difficile mantenere la pressione di condensazione del vapore di progetto pari a 0.15 bar(a), per una temperatura di condensazione di 54 °C.

È quindi lecito aspettarsi che la scelta di compromesso adottata, ovvero mantenere gli attuali tubi di circolazione acqua, aumentando solo leggermente la portata d'acqua circolante, potrebbe provocare un leggero calo delle prestazioni della nuova turbina a vapore durante il periodo più caldo dell'anno. Questo probabile calo di prestazioni sarebbe essenzialmente imputabile al fatto di non riuscire a raggiungere la pressione di condensazione di progetto, 0.15 bar(a), ma di condensare il vapore ad una pressione leggermente superiore, ad esempio a 0.2 bar(a).

Tenuto conto che la perdita di potenza elettrica prodotta sarebbe abbastanza contenuta (circa 100 kWe) e che questa mancata produzione sarebbe limitata ai soli periodi più caldi dell'anno, si ritiene accettabile adottare il dimensionamento del circuito di raffreddamento con una differenza di temperatura tra mandata e ritorno pari a 15 °C.

Analogamente a quanto fatto per il condensatore principale si verifica anche la massima potenza termica che il circuito di raffreddamento dovrebbe erogare nelle condizioni di esercizio più gravose, ovvero nel caso di by-pass turbina.

Descrizione	U.M.	Valori di progetto (by-pass turbina)
Portata acqua di raffreddamento	t/h	1'450
Potenza termica	kWt	33'000
Temperatura di mandata acqua	°C	30
Delta T	°C	19.5
Temperatura di ritorno acqua	°C	49.5

Tabella 26: Calcolo delle nuove temperature di funzionamento delle torri di raffreddamento linea C

Dalla Tabella 26 si desume una differenza di temperatura massima pari a 19.5 °C tra la mandata ed il ritorno dell'acqua destinata al raffreddamento del condensatore ausiliario.

Nonostante questa differenza di temperatura sia elevata, questo valore viene considerato comunque accettabile, soprattutto in considerazione del fatto che il funzionamento in regime di by-pass turbina è una modalità di esercizio adottata in maniera sporadica e non continuativa.

Per via delle elevate temperature raggiunte dall'acqua di raffreddamento (es. 49.5 °C) il condensatore ausiliario potrebbe non essere più in grado di mantenere la pressione di esercizio pari a 0.5 bar(a) e questa pressione potrebbe aumentare fino a circa 0.8 bar(a). Queste condizioni di esercizio vengono comunque giudicate come accettabili, soprattutto in considerazione del fatto che il funzionamento in regime di by-pass turbina resta una modalità di esercizio normalmente limitata nel tempo.

Utenze ausiliarie

Per quanto riguarda le utenze ausiliarie della linea C, la portata di 100 t/h di acqua di raffreddamento, prevista a loro servizio, verrà prelevata da una pompa booster direttamente dalla tubazione di mandata del circuito di raffreddamento (esattamente secondo lo schema attualmente adottato). In questo modo sarà possibile mantenere la differenza di temperatura di quest'acqua di raffreddamento entro gli usuali 10 °C, al fine di non provocare nessun problema di surriscaldamento alle diverse apparecchiature raffreddate (es. alternatore).

10.4 Verifica di dimensionamento dei degasatori

Degasatore linea C

Dato che la nuova turbina dovrà espandere una portata di vapore molto superiore alla configurazione attuale (42 t/h anziché 22 t/h), si rende necessario sostituire l'attuale degasatore a

servizio della linea C con una nuova apparecchiatura di maggiore capacità ed adeguata alla nuova portata di condensato da degasare.

Dovendo comunque installare un degasatore di dimensioni maggiori, si è ritenuto opportuno installare un nuovo degasatore di dimensioni analoghe rispetto a quello esistente a servizio delle linee A, B, R.

Il nuovo degasatore verrà installato esattamente alla stessa quota di quello attualmente a servizio delle linee A, B, R e sarà collegato con quest'ultimo attraverso due linee di equilibrio (una per fase). In questo modo si permetterà l'esercizio in parallelo di entrambi i degasatori, mantenendo per entrambi lo stesso livello dell'acqua e compensando per il principio dei vasi comunicanti le differenze di portate tra ingressi ed uscite di acqua/condensato dei singoli serbatoi.

Ad ulteriore tutela del buon funzionamento in parallelo dei due degasatori, è stata prevista anche una linea di ripartizione delle portate di condensato prelevate a valle dei due condensatori (sia principali che ausiliari) della linea C, che permetterà di indirizzare una portata predefinita del condensato raccolto dai pozzi caldi della linea C verso il degasatore delle linee A, B ed R.

Degasatore linee A, B, R

Relativamente al degasatore attualmente a servizio delle linee A, B, R, non cambiando la portata di condense che ritornano al suddetto degasatore, non occorre fare alcuna modifica, poiché, sulla base della relativa documentazione tecnica, quest'apparecchiatura è dimensionata per trattare una portata nominale massima di 70'000 kg/h di acqua.

10.5 Verifica di dimensionamento delle pompe di estrazione del condensato

Come abbiamo già visto nei paragrafi precedenti, il vapore surriscaldato prodotto dalle diverse linee di combustione, verrà ripartito su due turbine a vapore in funzione dell'effettiva disponibilità delle stesse.

In questo modo allo scarico della turbina nuova arriverà una portata di vapore nettamente superiore rispetto a quella che arriva attualmente (circa 42 t/h rispetto alle attuali circa 22 t/h). Ne consegue che le attuali pompe di estrazione del condensato principale ed ausiliario della linea C non sono più adeguate per le maggiori portate di condensato da estrarre.

Nell'ambito delle opere di revamping si renderà pertanto necessaria la sostituzione sia delle pompe di estrazione condensato dal condensatore principale, che quelle di estrazione dal condensatore ausiliario. Le nuove pompe dovranno garantire una portata di estrazione all'incirca doppia rispetto a quelle attualmente installate.

Oltre a sostituire le pompe di estrazione del condensato dovranno essere sostituite anche le relative tubazioni, che saranno adeguate alla maggiore portata di condensato circolante.

Anche le pompe di estrazione del condensato principale a servizio della turbina "Fincantieri" esistente dovranno essere sostituite, al fine di inserire all'interno di questo circuito il peri-

scaldo delle condense stesse attraverso un nuovo scambiatore fumi/condense, installato a valle dei nuovi catalizzatori DeNOx.

10.6 Verifica dimensionamento tubazioni vapore alta pressione

Sulla base dei dati costruttivi in nostro possesso abbiamo eseguito una verifica puntuale relativamente al dimensionamento dei bocchelli di innesto sul collettore vapore AP, destinati al trasporto del vapore surriscaldato (38 bar assoluti, 370 °C).

Di seguito si riporta la sintesi delle verifiche eseguite:

Arrivo vapore surriscaldato da caldaie linee A e B

Diametro del bocchello: 6"

Portata del vapore surriscaldato transitante: 27.5 t/h

Velocità del fluido calcolata: 28 m/s

Bocchello di riserva da destinare ad alimentazione nuova turbina a vapore:

Diametro del bocchello: 8"

Portata del vapore surriscaldato transitante: 42 t/h

Velocità del fluido calcolata: 25.5 m/s

I valori di velocità dei fluidi calcolati e di cui sopra risultano essere compresi entro l'usuale *range* di accettabilità.

11. Verifica dimensionamento velocità fumi al camino

11.1 Calcolo velocità secondo dati AIA

In accordo ai dati riportati nell'Allegato A dell'Autorizzazione Integrata Ambientale rilasciata alla società CACIP sulla base della Determina Dirigenziale n. 216 del 10/11/2010, abbiamo svolto un calcolo delle velocità nominali dei fumi di combustione attraverso le canne fumarie.

Sulla base delle seguenti condizioni date:

- Portata fumi (linee A, B, C): 129.000 Nm³/h;
- Sezione totale camini: 4.95 m²;
- Temperatura di riferimento: 100 °C;

la portata effettiva dei fumi è di 176'230 m³/h, per una velocità calcolata di 9.9 m/s.

11.2 Calcolo velocità fumi secondo dati di progetto revamping linee A e B

Sulla base delle indicazioni progettuali relative al revamping delle linee A e B si è proceduto a ricalcolare la velocità dei fumi di combustione all'interno delle singole canne fumarie interessate dall'intervento.

La suddetta verifica è stata condotta in base alle seguenti condizioni:

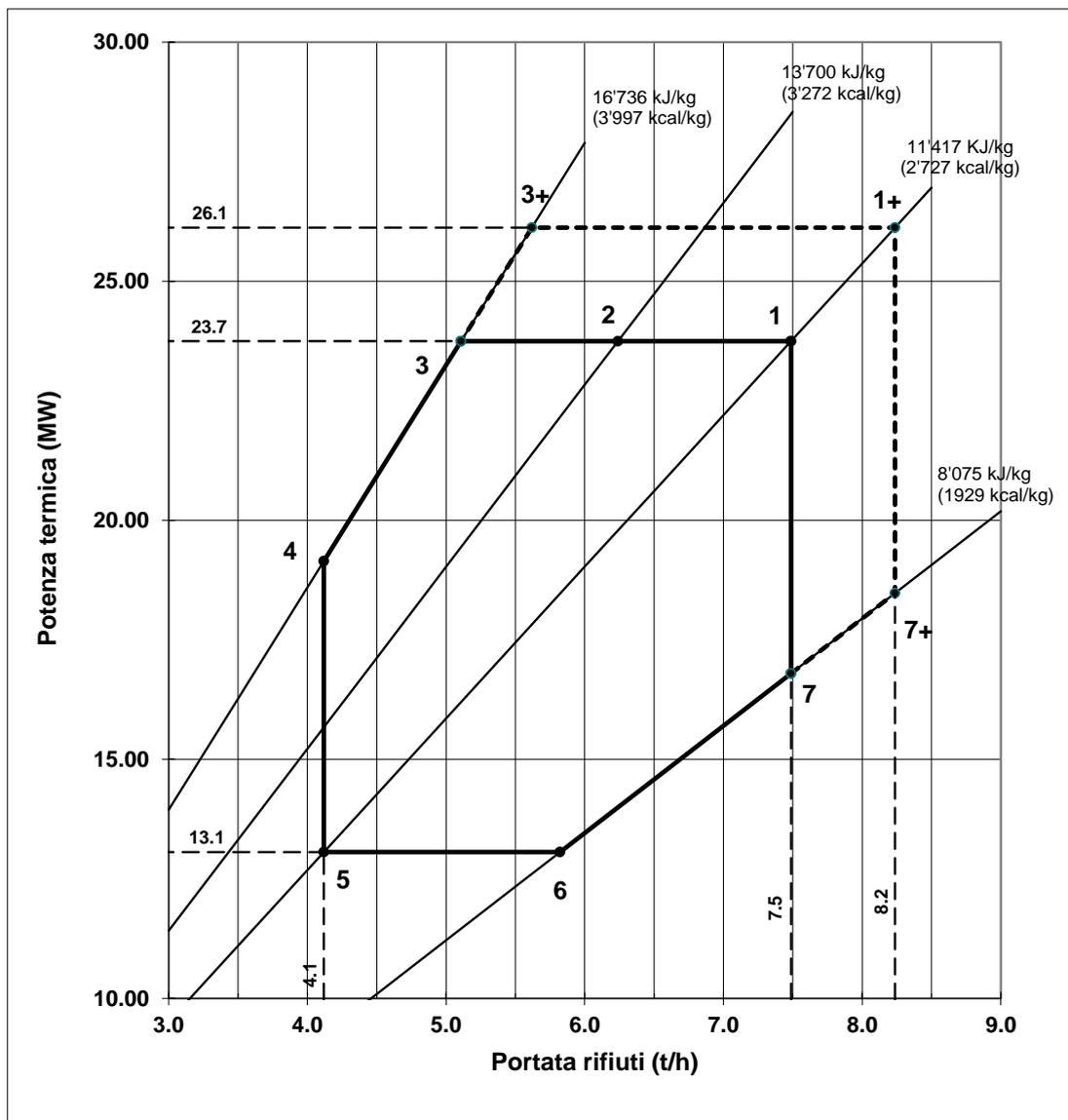
- Portata fumi (linea A o linea B): 47.000 Nm³/h;
- Sezione camino (linea A o linea B): 1.651 m²;
- Temperatura di riferimento: 100 °C;

la portata effettiva dei fumi per singola linea risulta essere di 64'210 m³/h, per una velocità calcolata di 10.8 m/s.

Tale valore di velocità, oltre ad essere vicino al valore calcolato sulla base dei dati AIA, risulta essere compreso all'interno del normale *range* di accettabilità.

ALLEGATO 1: DIAGRAMMA DI COMBUSTIONE

Diagramma di combustione



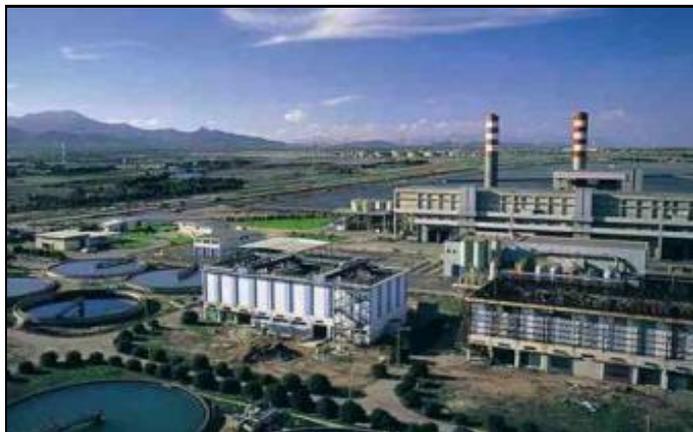
Punto No	Portata rifiuti B t/h	Potere calorifico Hu		Prestazione termica B x Hu MW	Carico %	Osservazioni
		kJ/kg	kcal/kg			
1	7.5	11417	2727	23.7	100.0	--
1+	8.2	11417	2727	26.1	110.1	Carico di punta termico e meccanico
2	6.2	13700	3272	23.7	100.0	Carico nominale
3	5.1	16736	3997	23.7	100.0	
3+	5.6	16736	3997	26.1	110.1	Carico di punta termico
4	4.1	16736	3997	19.1	80.7	
5	4.1	11417	2727	13.1	55.1	Carico minimo
6	5.8	8075	1929	13.1	55.1	
7	7.5	8075	1929	16.8	70.8	
7+	8.2	8075	1929	18.5	77.9	Carico di punta meccanico

ALLEGATO 2: CALCOLO DELLA COMBUSTIONE



Risultati modellizzazione TVR

Projet:	CACIP Cagliari
Szenario:	PCI: 13'700 kJ/kg Portata/linea: 6.2 t/h Rifiuto domestico
Projektnummer:	23200
Dokumentennummer:	Rev01
Organisation:	TBF + Partner AG
Bearbeitet durch:	David da Silva
Datum:	30.11.2015



Dati di input

Combustibile

Portata combustibile	\dot{m}_{BS}	6200.00	kg _{BS} / h	Carbonio Idrogeno Ossigeno Azoto Zolfo Cloro Fluoro Acqua Inerti	ξ_C	35.15	Gew.% FS
Temperatura combustibile	ϑ_{Br}	20.00	°C		ξ_H	4.47	Gew.% FS
Quota combustibile	ξ_B	61.39	Gew.% FS		ξ_O	20.24	Gew.% FS
PCI combustibile	$H_{u,25^\circ C}$	13.70	MJ / kg _{BS}		ξ_N	0.64	Gew.% FS
Potenza termica lorda	$P_{Br,Brutto}$	23.59	MW		ξ_S	0.16	Gew.% FS
					ξ_{Cl}	0.69	Gew.% FS
C → CO	α	0.01	Gew.% C	ξ_F	0.04	Gew.% FS	
C → C	β	1.17	Gew.% C	ξ_{H_2O}	18.68	Gew.% FS	
C → CO ₂	1- α - β	98.82	Gew.% C	ξ_{inert}	19.93	Gew.% FS	

Combustibile ausiliario

Combustibile ausiliario presente	Nein No				
Combustibile ausiliario	-				
Potenza bruciatore	$P_{Brenner}$	0.00 kW	Eccesso d'aria	λ_{ZBr}	1.20 [-]
Portata combustibile	\dot{m}_{ZBS}	0.00 kg _{ZBS} /h	Aria di raffreddamento	$L_{Kü,ZBr,f}$	0.00 m ³ .i.N. L _f / h

Condizioni ambiente

Quota impianto	h	0.00 m	Aria ambiente		
Temperatura ambiente	ϑ_L	20.00 °C	Ossigeno	$\Phi_{L,O_{2,f}}$	20.55 Vol.% _f
Pressione aria ambiente	p_L	1.01 bara	Azoto	$\Phi_{L,N_{2,f}}$	77.60 Vol.% _f
Densità aria ambiente	ρ_L	1.20 kg L / m ³ .i.N. L	Acqua	$\Phi_{L,H_2O,f}$	1.85 Vol.% _f
Umidità relativa aria	φ_L	80.00 %			

Scorie

Coefficiente trasferimento (CT) combustibile → fumi			Proprietà scorie		
CT zolfo	TK_S	68.65 Gew.% S	Contenuto carbonio residuo	$Y_{C,Schlacke,t}$	2 Gew.% Schla
CT cloro	TK_{Cl}	83.75 Gew.% Cl	Quota acqua	$\xi_{H_2O,Schlacke}$	15 Gew.% Schla
CT fluoro	TK_F	58.75 Gew.% F	Ceneri volanti	$\epsilon_{Flugasche}$	2.5 g / m ³ .i.N. FR

Perdite

Perdite camera combustione	$P_{Ver,Brennk}$	0 kW	← Perdite camera combustione	$\zeta_{Brennka.}$	0 %
Perdite irraggiamento forno	$P_{Ver,Kessel}$	354 kW	← Perdite irraggiamento forno	ζ_{Kessel}	1.5 %
Perdite scorie	$P_{Verl,Schlack}$	111 kW			
Perdite incombusti nelle scorie	$P_{Verl,GV}$	268 kW	Potenza teorica combustibile	$P_{GBS,ideal}$	23'594 kW

Aria di combustione

Aria primaria e secondaria

Aria primaria (AP)			Aria secondaria (AS)		
Percentuale aria primaria	$\Phi_{PL,f,rel}$	60.00 Vol.% _f	Percentuale aria secondaria	$\Phi_{SL,f,rel}$	40.00 Vol.% _f
Temperatura AP prima del forno	$\vartheta_{PL,VO}$	50.00 °C	Temperatura AS prima del forno	$\vartheta_{SL,VO}$	20.00 °C
Preriscaldamento AP			Preriscaldamento AS		
In funzione		Ja No	In funzione		Nein No
Temperatura AP dopo prerisc.	$\vartheta_{PL,nL}$	50.00 °C	Temperatura AS dopo prerisc.	$\vartheta_{SL,nL}$	20 °C
Temperatura AP prima del prer.	$\vartheta_{PL,VL}$	20.00 °C	Temperatura AS prima del prer.	$\vartheta_{SL,VL}$	20 °C
Potenza prerisc. AP	$P_{LUVO,PL}$	278 kW	Potenza prerisc. AS	$P_{LUVO,SL}$	0 kW
Portata AP			Portata AS		
Portata vol. AP umida	$\dot{V}_{PL,f}$	25'491 m ³ .i.N. / h	Portata vol. AS umida	$\dot{V}_{SL,f}$	16'994 m ³ .i.N. / h
Portata mass. AP umida	$\dot{m}_{PL,f}$	32'599 kg / h	Portata mass. AS umida	$\dot{m}_{SL,f}$	21'733 kg / h

Ricircolo fumi

Dati		Composizione fumi ricircolo			
Temperatura fumi ricircolo	ϑ_{Rezi}	190 °C	Contenuto CO ₂	$\Phi_{RG,CO_2,f}$	8.609 Vol.% _f
Coefficiente miscelazione ric. fur	ζ_{Rezi}	0 %	Contenuto CO	$\Phi_{RG,CO,f}$	0.001 Vol.% _f
Portata fumi ricircolo		Contenuto H ₂ O	$\Phi_{RG,H_2O,f}$	11.422 Vol.% _f	
Portata vol. umida	$\dot{V}_{Rezi,f}$	0 m ³ .i.N. / h	Contenuto SO ₂	$\Phi_{RG,SO_2,f}$	0.010 Vol.% _f
Portata mass. umida	$\dot{m}_{Rezi,f}$	0 kg / h	Contenuto N ₂	$\Phi_{RG,N_2,f}$	71.162 Vol.% _f
			Contenuto O ₂	$\Phi_{RG,O_2,f}$	8.744 Vol.% _f

Brucciatoe ausiliario

Aria di combustione			Aria di raffreddamento		
Dati			Dati		
Temperatura	$\vartheta_{ZBrL,VO}$	20 °C	Temperatura	$\vartheta_{KüZBr}$	20.000 °C
Coefficiente miscelazione	ζ_{ZBrL}	100 %	Coefficiente miscelazione	$\zeta_{KüZBr}$	100.000 %
Portata aria combustione			Portata aria raffreddamento		
Portata vol. aria comb. umida	$\dot{V}_{ZBrL,f}$	0 m ³ .i.N. / h	Portata vol. aria comb. umida	$\dot{V}_{KüZBr,f}$	0 m ³ .i.N. / h
Portata mass. aria comb. umida	$\dot{m}_{ZBrL,f}$	0 kg / h	Portata mas. aria comb. umida	$\dot{m}_{KüZBr,f}$	0 kg / h

Aria terziaria

Dati		Composizione aria terziaria			
Temperatura	$\vartheta_{TL,VO}$	100 °C	Contenuto O ₂	$\Phi_{TL,O_2,f}$	20.54 Vol.% _f
Coefficiente miscelazione	ζ_{TL}	100 %	Contenuto N ₂	$\Phi_{TL,N_2,f}$	77.55 Vol.% _f
Portate aria terziaria		Contenuto H ₂ O	$\Phi_{TL,H_2O,f}$	1.91 Vol.% _f	
Portata vol. aria ter. umida	$\dot{V}_{TL,f}$	0 m ³ .i.N. / h	Contenuto CO ₂	$\Phi_{TL,CO_2,f}$	0.00 Vol.% _f
Portata mas. aria ter. umida	$\dot{m}_{TL,f}$	0 kg / h	Contenuto CO	$\Phi_{TL,CO,f}$	0.00 Vol.% _f

Immissione aria in caldaia

Quota aria primaria	$\Phi_{PL,f,abs}$	60.0 Vol.% _f	Quota aria terziaria	$\Phi_{TL,f,abs}$	0.0 Vol.% _f
Quota aria secondaria	$\Phi_{SL,f,abs}$	40.0 Vol.% _f	Quota aria comb. bruc. aus.	$\Phi_{ZBrL,f,abs}$	0.0 Vol.% _f
Quota ricircolo	$\Phi_{Rezi,f,abs}$	0.0 Vol.% _f	Quota aria raffr. bruc. aus.	$\Phi_{KüZBr,f,abs}$	0.0 Vol.% _f

Output

Inquinanti nei fumi

Inquinanti normalizzati		Composizione fumi umidi	
Normalizzazione O ₂	$\Phi_{O_2,t,Bezug}$ 11 Vol.‰ _t	Contenuto CO ₂	$\Phi_{RG,CO_2,f}$ 8.609 Vol.‰ _f
CO secco	$e_{RG,CO,t,n}$ 11 mg / m ³ i.N. _t	Contenuto CO	$\Phi_{RG,CO,f}$ 0.001 Vol.‰ _f
SO ₂ secco	$e_{RG,SO_2,t,n}$ 297 mg / m ³ i.N. _t	Contenuto H ₂ O	$\Phi_{RG,H_2O,f}$ 11.422 Vol.‰ _f
		Contenuto SO ₂	$\Phi_{RG,SO_2,f}$ 0.010 Vol.‰ _f
		Contenuto N ₂	$\Phi_{RG,N_2,f}$ 71.162 Vol.‰ _f
HCl secco	$e_{RG,HCl,t,n}$ 808 mg / m ³ i.N. _t	Contenuto O ₂	$\Phi_{RG,O_2,f}$ 8.744 Vol.‰ _f
HF secco	$e_{RG,HF,t,n}$ 32 mg / m ³ i.N. _t	Contenuto HCl	$\Phi_{RG,HCl,f}$ 0.049 Vol.‰ _f
		Contenuto HF	$\Phi_{RG,HF,f}$ 0.004 Vol.‰ _f

Quantità fumi

CO ₂	\dot{V}_{RG,CO_2} 3'992 m ³ i.N. / h	CO ₂	\dot{m}_{RG,CO_2} 7'891 kg / h
CO	$\dot{V}_{RG,CO}$ 0.4 m ³ i.N. / h	CO	$\dot{m}_{RG,CO}$ 0.5 kg / h
H ₂ O	\dot{V}_{RG,H_2O} 5'297 m ³ i.N. / h	H ₂ O	\dot{m}_{RG,H_2O} 4'258 kg / h
SO ₂	\dot{V}_{RG,SO_2} 4.6 m ³ i.N. / h	SO ₂	\dot{m}_{RG,SO_2} 13.6 kg / h
N ₂	\dot{V}_{RG,N_2} 33'001 m ³ i.N. / h	N ₂	\dot{m}_{RG,N_2} 41'264 kg / h
O ₂	\dot{V}_{RG,O_2} 4'055 m ³ i.N. / h	O ₂	\dot{m}_{RG,O_2} 5'794 kg / h
HCl	$\dot{V}_{RG,HCl}$ 22.5 m ³ i.N. / h	HCl	$\dot{m}_{RG,HCl}$ 37 kg / h
HF	$\dot{V}_{RG,HF}$ 1.8 m ³ i.N. / h	HF	$\dot{m}_{RG,HF}$ 1.5 kg / h
Portata fumi secchi	$\dot{V}_{RG,t}$ 41'077 m ³ i.N. / h	Portata fumi secchi	$\dot{m}_{RG,t}$ 55'002 kg / h
Portata fumi umidi	$\dot{V}_{RG,f}$ 46'374 m ³ i.N. / h	Portata fumi umidi	$\dot{m}_{RG,f}$ 59'260 kg / h

Scorie e ceneri (prima del filtro)

Scorie secche	$\dot{m}_{Schlacke,t}$ 1'156 kg / h	Portata ceneri volanti	$\dot{m}_{Flugasche}$ 116 kg / h
Scorie umide	$\dot{m}_{Schlacke,f}$ 1'360 kg / h		

Output

Combustione

Key Points

Eccesso aria totale	λ_{total}	1.867	[-]	Luftzahl PL	λ_{PL}	1.12	[-]
Temp. di combustione adiabatica	T_{ad}	1199	°C	Luftzahl SL	λ_{SL}	0.75	[-]
Volume O ₂ secco	$\Phi_{O_2,t}$	9.871	Vol. % _t				

Leistungs-Input

Potenza AP	P_{PL}	231	kW	→	Potenza AP	P_{PL}	1.0	%
Potenza AS	P_{SL}	-31	kW	→	Potenza AS	P_{SL}	-0.1	%
Potenza aria terziaria	P_{TL}	0	kW	→	Potenza aria terziaria	P_{TL}	0.0	%
Potenza ricircolo	P_{Rezi}	0	kW	→	Potenza ricircolo	P_{Rezi}	0.0	%
Potenza aria. bruc. ausiliario	P_{ZBrL}	0	kW	→	Potenza aria. bruc. ausiliario	P_{ZBrL}	0.0	%
Potenza aria raffr. bruc. ausiliario	$P_{KüZBrL}$	0	kW	→	Potenza aria raffr. bruc. ausiliario	$P_{KüZBrL}$	0.0	%
Potenza combustibile	$P_{Br,oGV}$	23'594	kW	→	Potenza combustibile	$P_{Br,korr}$	99.2	%
Potenza preriscaldamento combustibile	$P_{Br,Vorwärm}$	-18	kW	→	Potenza preriscaldamento combustibile	$P_{Br,Vorwärm}$	-0.1	%
Potenza combustibile ausiliario	P_{ZBr}	0	kW	→	Potenza combustibile ausiliario	P_{ZBr}	0.0	%
Potenza totale ingresso		23'777			Potenza totale ingresso		100.000	%

Potenza in uscita

Produzione di vapore	P_{Dampf}	20'117	kW	→	Produzione di vapore	P_{Dampf}	84.6	%
Potenza fumi	P_{RG}	2'927	kW	→	Potenza fumi	P_{RG}	12.3	%
Potenza ricircolo	P_{Rezi}	0	kW	→	Potenza ricircolo	P_{Rezi}	0.0	%
Perdite caldaia	$P_{Ver,Kessel}$	354	kW	→	Perdite caldaia	$P_{Ver,Kessel}$	1.5	%
Perdite camera comb.	$P_{Ver,Brennk}$	0	kW	→	Perdite camera comb.	$P_{Ver,Brennk}$	0.0	%
Perdite scorie	$P_{Ver,Schlack}$	111	kW	→	Perdite scorie	$P_{Ver,Schlack}$	0.5	%
Perdite incombusti nelle scorie	$P_{Ver,GV}$	268	kW	→	Perdite incombusti nelle scorie	$P_{Ver,GV}$	1.1	%
Potenza totale uscita		23'777	kW		Potenza totale uscita		100	%

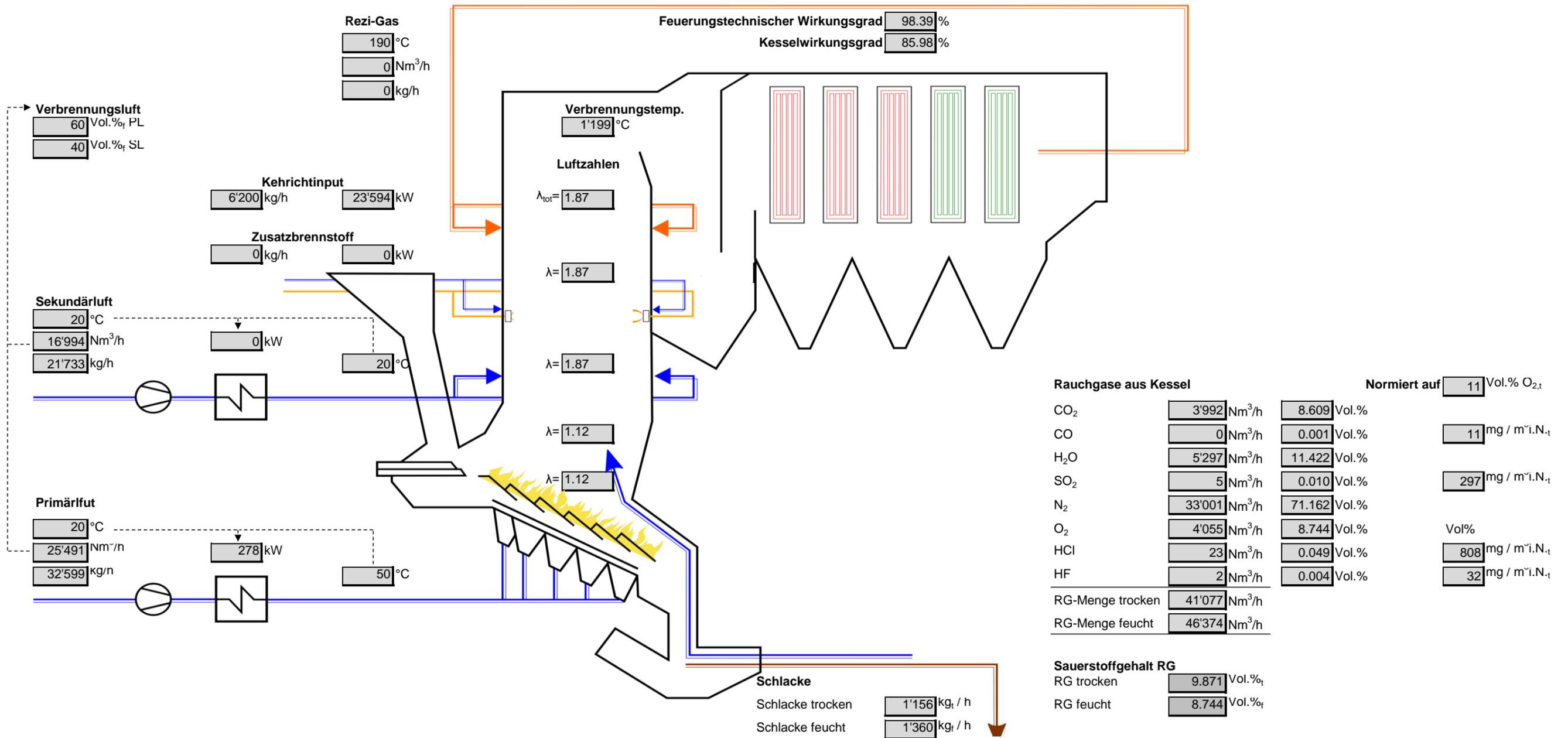
Potenza fumi camera comb. $P_{FRG,in}$ **23'398** kW

di cui:

Produzione vapore caldaia	P_{Kessel}	20'117	kW	→	Produzione vapore caldaia	P_{Kessel}	100	%
Produzione vapore eco esterno	P_{Eco}	0	kW	→	Produzione vapore eco esterno	P_{Eco}	0	%

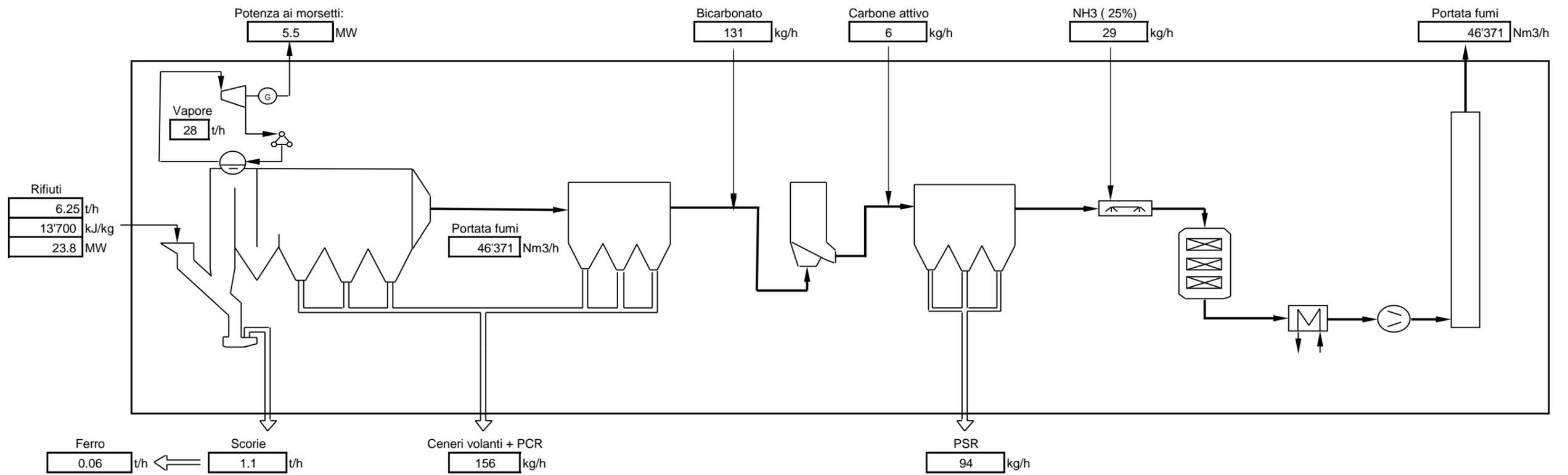
Rendimenti

Rendimento di combustione			Rendimento di caldaia		
Rendimento	η_F	98.394 %	Rendimento	η_K	85.977 %



ALLEGATO 3: BILANCIO DI MASSA E CONSUMO DEI REAGENTI

Quantitativo rifiuti:	50'000 t/a	} Potenza termica: 23.78 MWth
PCI:	13'700 kJ/kg	
Ore di esercizio:	8'000 h/a	
Carico medio:	100 %	
Riserva:	0 %	



ALLEGATO 4: DATA SHEET PRIMO FILTRO A MANICHE

Dati generali

(* - a cura del fornitore)

Descrizione	Lotto 2, Filtro a maniche Cattura ceneri volanti, sali (principalmente CaCl ₂ , CaSO ₃) e carbone attivo
Tipo	*
Quantità	1 filtro a maniche per 2 linee
Installazione	Interno
Fornitore	*
Numero di disegno	*

Dati di design per il processo

Carico			Minimo	Nominale	Massimo	Design
			50%	100 %	110 %	
		Unità			Picco breve	
Flusso (fumi da caldaia)						
Ingresso, norm, umido	Nm ³ /h		25'700	46'000	51'300	46'000
Ingresso, operative	m ³ /h		45'200	81'400	90'900	85'000
Ingresso, referenza, secco, 11%O ₂	Nm ³ /h		26'700	48'800	53'500	-
Portata massica	kg/h		32'400	58'400	64'800	-
Temperature						
Ingresso al filtro a maniche	°C		190 a 200			200
Uscita dal filtro a maniche	°C		*			
Pressione						
A monte del filtro a maniche	mbar a		970 a 975			970
Perdita di carico del filtro a maniche	mbar		*	*	*	*
Contenuti fumi						
CO ₂ - contenuto	Vol%		9.0			9.0
H ₂ O - contenuto	Vol%		10.0 a 20			16.0
O ₂ - contenuto	Vol%		7 a 9			8.0
N ₂ - contenuto	Vol%		restante			67.0

Rev. :	1)	2)	3)	4)	5)	6)	7)
tbf partner Ingegneri e Consulenti	Data :	09.04.2018		Filtro a maniche 1			
	Dis. :	shu		Foglio dati			
	Appr. :					Equip. Nr.	
	CACIP Cagliari			23200		1/4	0
	Nome progetto		Foglio dati Nr.		Pag	Rev.	

Carico		Minimo	Nominale	Massimo	Design
		50 %	100 %	110 %	
	Unità				
Contenuti fumi (continua)					
SO2 Ingresso filtro a maniche	mg/Nm ³ , secco, 11%O ₂	100 a 1'000			
SO3 Ingresso filtro a maniche	mg/Nm ³ , secco, 11%O ₂	3 a 20			
HCl Ingresso filtro a maniche	mg/Nm ³ , secco, 11%O ₂	800 a 2'500			
HF Ingresso filtro a maniche	mg/Nm ³ , secco, 11%O ₂	10 a 25			
Sali CaCl ₂ , CaSO ₃ , (Ca(OH) ₂ , CaF ₂ etc.	mg/Nm ³ , secco, 11%O ₂	400 - 600			600
Ceneri volanti	mg/Nm ³ , secco, 11%O ₂	-	2'500	5'000	2'700
PCDD/F	ng i-TE/Nm ³	≤ 5			
Solidi (ceneri, sali) Uscita filtro a maniche	mg/Nm ³ , secco, 11%O ₂	*	*	*	*

Rev. :	1)	2)	3)	4)	5)	6)	7)
 Ingegneri e Consulenti	Data :	09.04.2018		Filtro a maniche 1 Foglio dati		Equip. Nr.	
	Dis. :	shu					
	Appr. :			CACIP Cagliari		2/4	0
	Nome progetto				Foglio dati Nr.		Pag

Design meccanico lato fumi

	Temperatura di design	°C	230
	Pressione	mbar	+50 / -60
	Perdita di carico	mbar	*
	Rapporto tessuto / superficie	m ³ /m ² h	≤ 60
		m ³ /m ² h	

Dimensioni

	Dimensioni L x W x H	mm	*
	Numero di celle indipendenti/tramogge	n	4 in linea
	Superficie filtrante totale	m ²	*
	Diametro delle maniche	mm	150
	Lunghezza maniche	mm	8'000
	Inclinazione tramogge	°	> 67

Materiali

	Cassone	CS
	Tramogge	1.4404 sulla parte inferiore delle tramogge (2m dal fondo)
	Maniche	PTFE / PI garantita min. 4 anni
	Cestelli	1.4301
	Porte di accesso, passi d'uomo,	CS

Pesi

	Involucro	kg	*
	Maniche	kg	*
	Struttura acciaio	kg	*
	Depositi	kg	*
	Peso totale	kg	*

Rev. :	1)	2)	3)	4)	5)	6)	7)
 Ingegneri e Consulenti	Data :	09.04.2018	Filtro a maniche 1				
	Dis. :	shu	Foglio dati				
	Appr. :				Equip. Nr.		
	CACIP Cagliari	23200	3/4	0			
Nome progetto		Foglio dati Nr.		Pag	Rev.		

Ausiliari

	Consumo aria compressa, effettivo	kg/h	*
	Consumo aria compressa, media giornaliera	kg/h	*
	Tracciamento elettrico		Per riscaldare il filtro da 10°C a 130°C in 10 ore
	Isolamento		Solo isolamento interno

Segnali – interfaccia (requisiti minimi)

			Numero
	Segnali analogici dal DCS	4-20 mA	*
	Segnali analogici al DCS	4-20 mA	*
	Segnali digitali dal DCS	binario, libero da potenziale	*
	Segnali digitali al DCS	binario, libero da potenziale	*

Rev. :	1)	2)	3)	4)	5)	6)	7)
 tbf partner Ingegneri e Consulenti	Data :	09.04.2018	Filtro a maniche 1				
	Dis. :	shu	Foglio dati				
	Appr. :				Equip. Nr.		
	CACIP Cagliari	23200	4/4	0			
	Nome progetto	Foglio dati Nr.		Pag	Rev.		

ALLEGATO 5: DATA SHEET SECONDO FILTRO A MANICHE

Dati generali

(* - a cura del fornitore)

Descrizione	Lotto 2, Filtro a maniche Cattura Sali (principalmente NaCl, Na ₂ SO ₄)
Tipo	*
Quantità	1 filtro a maniche per 2 linee
Installazione	Interno
Fornitore	*
Numero di disegno	*

Dati di design per il processo

Carico			Minimo	Nominale	Massimo	Design
			50%	100 %	110 %	
		Unità			Picco breve	
Flusso (fumi da caldaia)						
Ingresso, norm, umido	Nm ³ /h		25'700	46'000	51'300	46'000
Ingresso, operative	m ³ /h		45'300	82'000	91'700	85'000
Ingresso, referenza, secco, 11%O ₂	Nm ³ /h		26'700	48'800	53'500	-
Portata massica	kg/h		32'400	58'400	64'800	-
Temperature						
Ingresso al filtro a maniche	°C		190 a 200			200
Uscita dal filtro a maniche	°C		*			
Pressione						
A monte del filtro a maniche	mbar a		954 a 967			957
Perdita di carico del filtro a maniche	mbar		*	*	*	*
Contenuti fumi						
CO ₂ - contenuto	Vol%		9.0			9.0
H ₂ O - contenuto	Vol%		10.0 a 20			16.0
O ₂ - contenuto	Vol%		7 a 9			8.0
N ₂ - contenuto	Vol%		restante			67.0

Rev. :	1)	2)	3)	4)	5)	6)	7)
 Planer und Ingenieure	Data :	07.12.2015			Filtro a maniche 2		
	Disegno. :	shu			DATA SHEET		
	Appr. :						Equip. Nr.
	CACIP Cagliari				23200		1/4 0
	Nome progetto			Foglio dati Nr.		Pag	Rev.

Carico		Minimo	Nominale	Massimo	Design
		50 %	100 %	110 %	
	Unit				
Contenuti fumi (continua)					
SO2 Ingresso filtro a maniche	mg/Nm ³ , secco, 11%O ₂	100 a 1'000			
SO3 Ingresso filtro a maniche	mg/Nm ³ , secco, 11%O ₂	3 a 20			
HCl Ingresso filtro a maniche	mg/Nm ³ , secco, 11%O ₂	800 a 2'500			
HF Ingresso filtro a maniche	mg/Nm ³ , secco, 11%O ₂	10 a 25			
Sali CaCl ₂ , CaSO ₃ , (Ca(OH) ₂ , CaF ₂ etc.	mg/Nm ³ , secco, 11%O ₂	1'500 – 8'000			3'000
Ceneri volanti	mg/Nm ³ , secco, 11%O ₂	-	-	-	-
PCDD/F	ng i-TE/Nm ³	≤ 0.1			
Solidi (ceneri, sali) Uscita filtro a maniche	mg/Nm ³ , secco, 11%O ₂	*	*	*	*

Rev. :	1)	2)	3)	4)	5)	6)	7)
 Planer und Ingenieure	Data :	07.12.2015			Filtro a maniche 2 DATA SHEET		
	Disegno. :	shu					
	Appr. :						Equip. Nr.
	CACIP Cagliari				23200		2/4
Nome progetto				Foglio dati Nr.		Pag	Rev.

Design meccanico lato fumi

Temperatura di design	°C	230
Pressione	mbar	+50 / -60
Perdita di carico	mbar	*
Rapporto tessuto / superficie	m ³ /m ² h	≤ 60
	m ³ /m ² h	

Dimensioni

Dimensioni L x W x H	mm	*
Numero di celle indipendenti/tramogge	n	4 in linea
Superficie filtrante totale	m ²	*
Diametro delle maniche	mm	150
Lunghezza maniche	mm	8'000
Inclinazione tramogge	°	> 67

Materiali

Cassone	CS
Tramogge	1.4404 sulla parte inferiore delle tramogge (2m dal fondo)
Maniche	PTFE / PI garantita min. 4 anni
Cestelli	1.4301
Porte di accesso, passi d'uomo,	CS

Pesi

Involucro	kg	*
Maniche	kg	*
Struttura acciaio	kg	*
Depositi	kg	*
Peso totale	kg	*

Rev. :	1)	2)	3)	4)	5)	6)	7)
tbf partner Planer und Ingenieure	Data :	07.12.2015			Filtro a maniche 2		
	Disegno. :	shu			DATA SHEET		
	Appr. :						Equip. Nr.
	CACIP Cagliari				23200	3/4	0
	Nome progetto			Foglio dati Nr.		Pag	Rev.

Ausiliari

	Consumo aria compressa, effettivo	kg/h	*
	Consumo aria compressa, media giornaliera	kg/h	*
	Tracciamento elettrico		Per riscaldare il filtro da 10°C a 130°C in 10 ore
	Isolamento		Solo isolamento interno

Segnali – interfaccia (requisiti minimi)

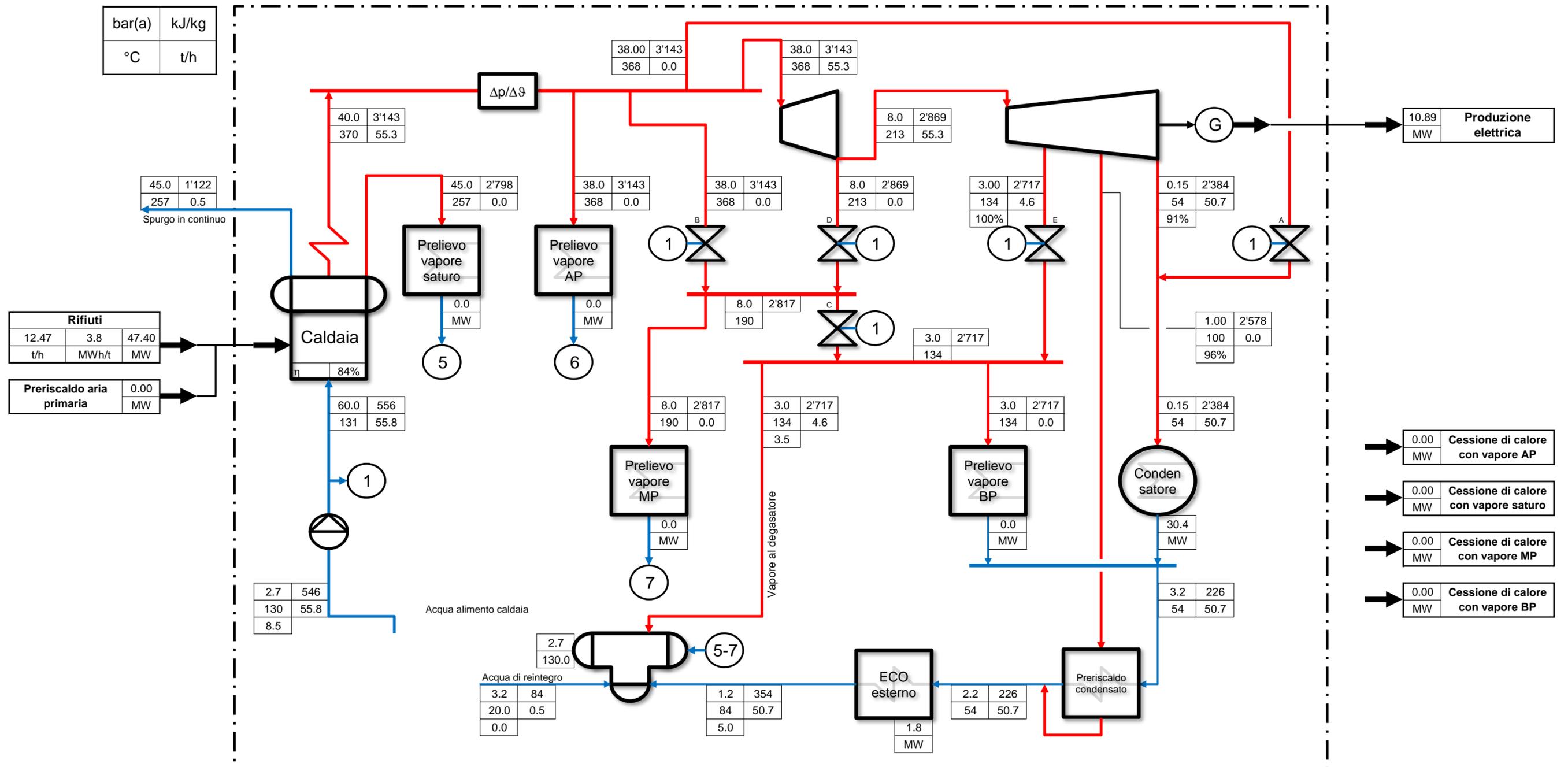
			Numero
	Segnali analogici dal DCS	4-20 mA	*
	Segnali analogici al DCS	4-20 mA	*
	Segnali digitali dal DCS	binario, libero da potenziale	*
	Segnali digitali al DCS	binario, libero da potenziale	*

Rev. :	1)	2)	3)	4)	5)	6)	7)
 Planer und Ingenieure	Data :	07.12.2015		Filtro a maniche 2			
	Disegno. :	shu		DATA SHEET			
	Appr. :					Equip. Nr.	
	CACIP Cagliari			23200		4/4	0
	Nome progetto			Foglio dati Nr.		Pag	Rev.

ALLEGATO 6: VERIFICHE CICLO TERMICO

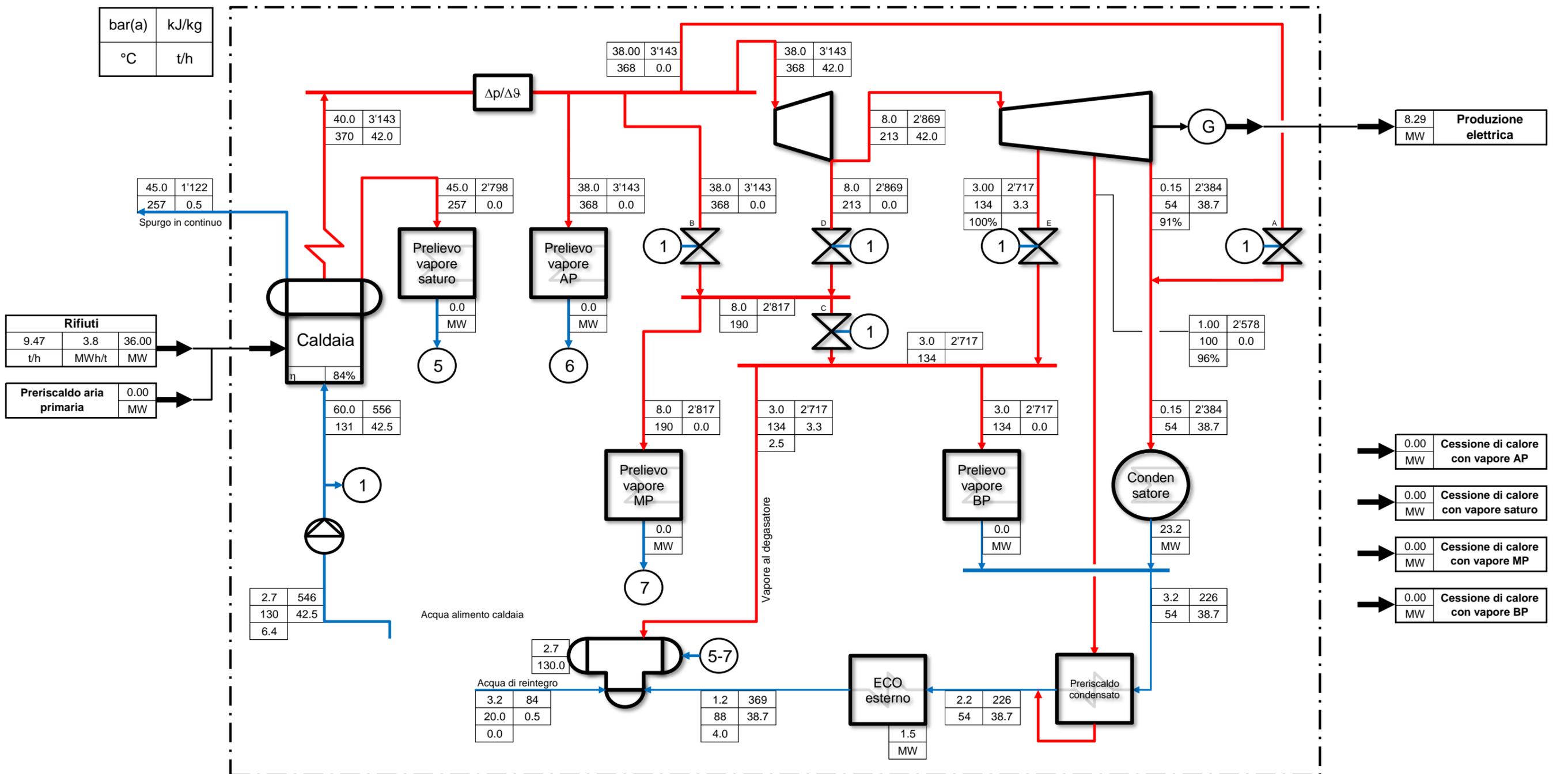
CACIP Cagliari - Revamping Linee A e B

Caso: 1 ▼ Aspetto di marcia base con massima produzione di e.e.



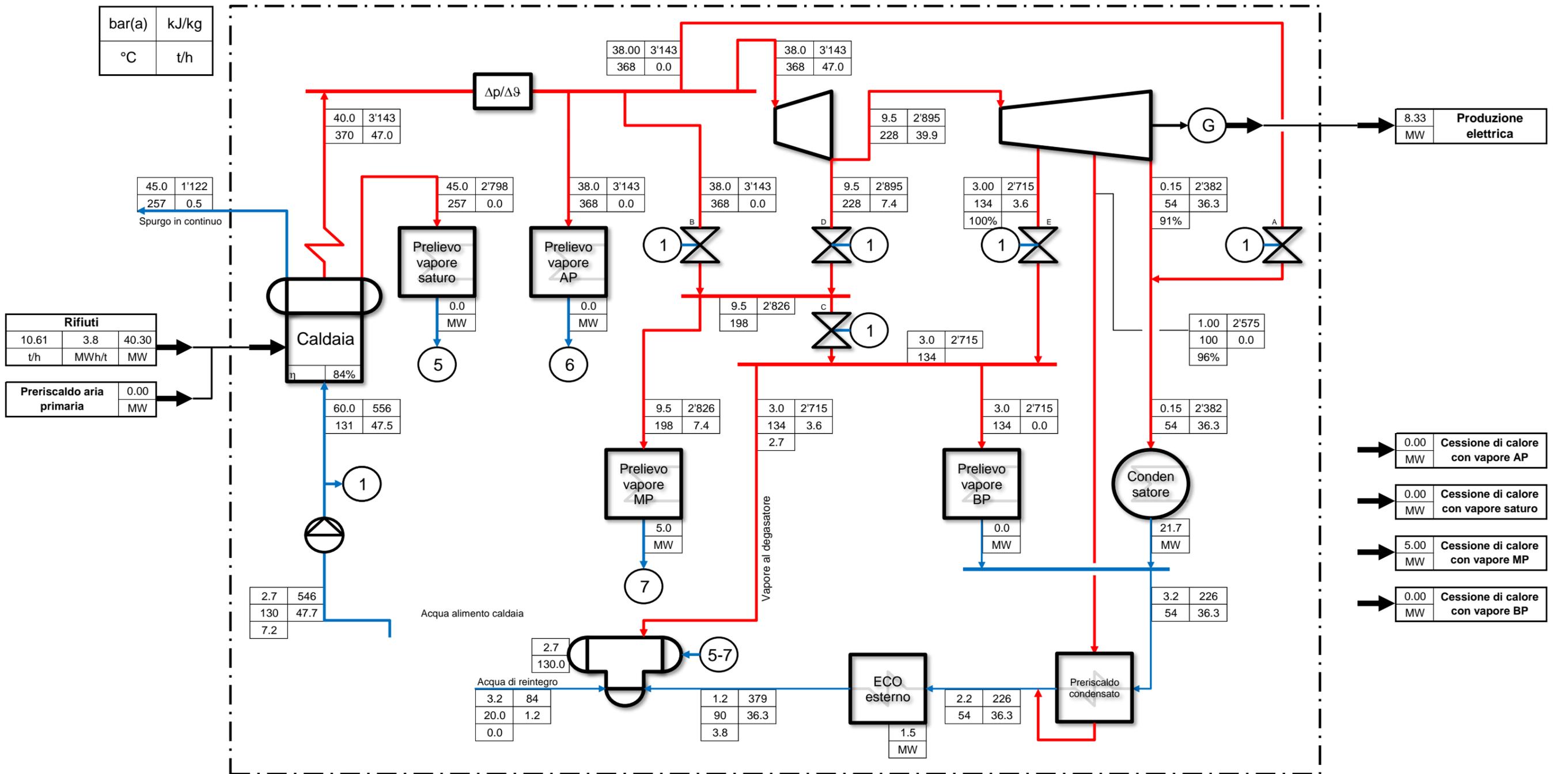
CACIP Cagliari - Revamping Linee A e B

Caso: 3 Nuova turbina per surplus vapore prodotto



CACIP Cagliari - Revamping Linee A e B

Caso: 4 Turbina esistente rigenerata con massimo prelievo di vapore MP



CACIP Cagliari - Revamping Linee A e B

Caso: 5 Turbina esistente rigenerata con massima produzione di e.e.

