



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
DIPARTIMENTO DI PRINCIPI E IMPIANTI DI INGEGNERIA CHIMICA
“I. Sorgato”

TESI DI LAUREA IN INGEGNERIA CHIMICA

CLASSE 10 INGEGNERIA INDUSTRIALE

(DM 509/99)

**STUDIO E PROGETTAZIONE DI MASSIMA DI UNA
CENTRALE TERMICA AD ACQUA SURRISCALDATA**

Relatore: ing. Paolo Canu

Correlatore: Nicola Veggo

Laureando: PAOLO GASPAROTTO

ANNO ACCADEMICO 2010-2011

Riassunto

In questa Tesi vengono illustrati il procedimento che porta, come risultato finale, alla progettazione di massima di un impianto industriale di piccole dimensioni, in questo caso una centrale termica. Obiettivo principale di questa trattazione non è dunque la progettazione di processo di un impianto, quanto la visione dei metodi e quelle tecniche utilizzate per la scelta del tipo di processo e di apparecchiature da utilizzare per assolvere un determinato compito in ambito industriale.

Si parte quindi con la definizione di questo compito, che sarà nel nostro caso fornire una determinata quantità di calore. Si prosegue con l'illustrare le varie possibilità tecnico costruttive utilizzabili, prestando particolare attenzione ai vantaggi e agli svantaggi di ognuna di esse. Valutando questi fattori si procede con la scelta della tipologia di processo e di apparecchiature da utilizzare. Per finire un intero capitolo è dedicato alla progettazione di massima di tutte le apparecchiature principali, molto utile per capire le dimensioni finali dell'impianto e per la determinazione dei costi.

Indice

INTRODUZIONE	1
CAPITOLO 1 - Considerazioni teoriche sulla scelta del processo	3
1.1 PRESENTAZIONE F.I.C.I.T. Srl.....	3
1.2 DATI DI PROGETTO.....	3
1.3 CONSIDERAZIONI SUL FLUIDO VETTORE TERMICO.....	5
1.3.1 Acqua calda e acqua surriscaldata.....	6
1.3.2 Vapore.....	9
1.4 CORROSIONE E INCROSTAZIONI.....	10
1.4.1 Incrostazioni.....	11
1.4.2 Corrosione.....	12
CAPITOLO 2 – Scelta del tipo di processo e delle apparecchiature d'impianto	17
2.1 SCELTA DELLA TIPOLOGIA D'IMPIANTO.....	17
2.2 APPARECCHIATURE PRINCIPALI.....	19
2.2.1 Generatore di acqua surriscaldata e combustibile.....	19
2.2.2 Vaso di espansione.....	20
2.2.3 Impianto trattamento acqua in ingresso.....	22
2.2.4 Bollitore.....	23
2.2.5 Condizionamento chimico.....	24
2.3 APPARECCHIATURE OPZIONALI.....	25
2.3.1 Anello del combustibile pressurizzato.....	25
2.3.2 Sistema di emulsione dell'olio combustibile.....	26
2.3.3 Serbatoio polmone di ritorno.....	27
2.3.4 Economizzatore.....	28
CAPITOLO 3 – Dimensionamento di massima	31
3.1 DIMENSIONAMENTO GENERATORE DI ACQUA SURRISCALDATA.....	31
3.2 DIMENSIONAMENTO CAMINO DELLA CALDAIA.....	32
3.3 DIMENSIONAMENTO GRUPPO POMPE.....	33
3.4 DIMENSIONAMENTO VASO DI ESPANSIONE.....	37
3.5 DIMENSIONAMENTO FASE DI PRETRATTAMENTO ACQUA.....	39
3.5.1 Filtri.....	39
3.5.2 Addolcitore.....	39
3.5.3 Debatterizzatore.....	40
3.6 DIMENSIONAMENTO BOLLITORE.....	41
CONCLUSIONI	43

NOMENCLATURA	45
RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	47

Introduzione

Obbiettivo di questa Tesi è quello di spiegare il processo logico che porta alla progettazione di un impianto industriale. Si parte quindi dalla definizione delle operazioni che dovrà eseguire tale l'impianto, e quindi dagli obbiettivi che vogliamo raggiungere con l'utilizzo dello stesso. Nel nostro caso l'impianto studiato è una centrale termica, che dev'essere progettata e fornita ad un pastificio. Esso ha bisogno di una certa quantità di calore, necessaria per la fase di essiccamento della pasta, e una certa quantità di acqua calda, per la produzione dell'impasto. Questi due compiti verranno assolti dall'impianto di cui sopra. In questa prima fase devono essere indicati i fabbisogni sia di calore che di acqua calda da soddisfare, e le 'materie prime' che si hanno a disposizione, quali ad esempio le varie tipologie di combustibile e i fluidi che possono essere utilizzati come vettore termico.

In seguito vengono prese in considerazione le varie possibilità tecniche costruttive possibili per la realizzazione della centrale termica, soffermandosi soprattutto sui vari tipi di fluidi utilizzabili come vettore termico. Si presterà particolare attenzione ai pregi e ai difetti nell'utilizzo di una o dell'altra soluzione e di una o dell'altra apparecchiatura, così da poter indirizzare le scelte progettuali sulla via migliore, sia da un punto di vista tecnico che economico. Tutte queste considerazioni sono contenute nel primo capitolo di questa Tesi.

Nel capitolo seguente verrà invece presa in considerazione solamente la tipologia dell'impianto che si è scelta di utilizzare nel primo capitolo. L'impianto verrà scomposto nelle varie apparecchiature di cui è formato e studiato nel dettaglio. Tutte le apparecchiature sono suddivise in due gruppi, il primo dei quali contiene tutte quelle strettamente necessarie per un corretto funzionamento. Nel secondo gruppo sono invece presenti tutte quelle apparecchiature che possono in qualche modo migliorare le caratteristiche dell'impianto, ad esempio riducendone i consumi o abbattendo le emissioni inquinanti.

Per finire è presente un terzo e ultimo capitolo nel quale si riporta la progettazione di massima delle principali apparecchiature presenti, che è essere utile per una eventuale determinazione dei costi di realizzazione e di esercizio.

Capitolo 1

Considerazioni teoriche sulla scelta del processo

In questo capitolo vengono riportati i risultati che si devono ottenere con l'impianto che si sta per progettare. Vengono in seguito fatte delle considerazioni teoriche sullo scambio di calore e sui fluidi che si possono utilizzare come vettore termico, in modo tale da poter scegliere consapevolmente il tipo di impianto e le apparecchiature da utilizzare per svolgere il compito richiesto. Infine vengono fatte delle considerazioni sulla corrosione e sulle incrostazioni, che influiscono molto sulla progettazione dell'impianto.

1.1 Presentazione F.I.C.I.T. srl

F.I.C.I.T. srl è un'azienda, nata a Cornedo Vicentino, certificata ISO 9001/2000 e SOA, che da oltre vent'anni opera nella realizzazione di impianti tecnologici al servizio delle industrie.

L'azienda segue tutte le fasi di progettazione e produzione, prestando inoltre particolare attenzione alle delicate fasi di installazione, collaudo finale ed avviamento dell'impianto.

FICIT srl lavora per la realizzazione di:

- Centrali termiche destinate alla produzione di vapore, acqua calda ed acqua surriscaldata, oppure funzionanti ad olio diatermico per alte temperature;
- Impianti per la produzione di acqua refrigerata;
- Impianti di depurazione delle acque, secondo processi sia biologici che chimico fisici per il trattamento di acque di scarico civili ed industriali, utilizzando impianti di tipo tradizionale oppure innovativi impianti compatti preassemblati;
- Impianti per la filtrazione di fumi e abbattimento delle polveri.

Negli anni FICIT srl ha consolidato la propria presenza dapprima nella regione Veneto e poi in campo nazionale e all'estero, principalmente in America Latina.

1.2 Dati di progetto

Come anticipato uno dei principali settori di lavoro di F.I.C.I.T. srl è la progettazione e produzione di centrali termiche al servizio delle più svariate attività industriali. In questa trattazione si vuole seguire la fase di progettazione di uno di tali impianti.

Si è scelto di seguire lo sviluppo della progettazione di una centrale destinata ad una grande azienda peruviana produttrice di pasta. Tale impianto è stato scelto, tra tutti quelli realizzati in azienda, perché è uno tra i più complessi, e questo ha permesso di studiare da vicino le principali tecnologie utilizzate per la realizzazione di centrali termiche.

Il nuovo impianto che si vuole progettare è destinato a sostituire quello preesistente, ed è destinato a soddisfare le necessità dell'intero pastificio. Quest'ultimo necessita di:

- acqua calda, che assieme alla farina formerà l'impasto;
- calore necessario per velocizzare la fase di essiccamento della pasta prodotta.

La centrale termica dovrà quindi essere progettata per fornire sia acqua calda per uso alimentare, sia calore, sotto forma di un fluido vettore termico che riceverà calore nella centrale termica e che lo cederà nella zona di essiccazione tramite degli scambiatori.

Tabella 1.1 Linee di produzione di pasta e relativa produttività

LINEA	PASTA PRODOTTA
Pasta lunga 1	3500 kg/h
Pasta lunga 2	3500 kg/h
Pasta lunga 3	1400 kg/h
Pasta corta 1	1200 kg/h
Pasta corta 2	800 kg/h
Pasta corta 3	400 kg/h
Pasta corta 4	400 kg/h
Pasta corta 5	350 kg/h
<u>Totale produzione</u>	<u>11550 kg/h</u>

Ovviamente la scelta del tipo di impianto e delle apparecchiature che lo compongono va fatta sulla base dei bisogni effettivi che si devono soddisfare. Il pastificio deve quindi fornire dati relativi ai suoi consumi di acqua calda e calore.

In questo caso il pastificio ha diverse linee di produzione, che in totale producono $11\,550\text{kg/h}$ di pasta fresca (tabella 1.1). Il fabbisogno di calore per l'essiccamento è indicato dal pastificio stesso, ed è di 270 kcal/kg per ogni chilogrammo di pasta prodotta. Questo dato rappresenta un valore medio tra le varie tipologie di pasta ricavato sperimentalmente dal pastificio.

I dati relativi al calore necessario per l'essiccamento sono dunque:

- Quantità pasta prodotta; $11'550\text{kg}/h$
- Calore necessario per l'essiccamento; $270\text{ kcal}/\text{kg} \cdot 11'550\text{kg}/h = 3'118'500\text{kcal}/h$

Per quanto riguarda l'acqua calda per uso alimentare si ha:

- Quantità acqua necessaria; $3'000\text{l}/h$
- Temperatura acqua calda; 80°C

Ovviamente per poter progettare l'impianto è necessario conoscere anche le caratteristiche dell'acqua e le tipologie di combustibile di cui dispone il cliente. A riguardo viene fornita dal cliente la seguente tabella che indica le sue disponibilità.

Tabella 1.2 Caratteristiche dell'acqua, dei combustibili e dell'aria compressa a disposizione del cliente

Acqua potabile	Temperatura 15°C	
	Durezza 250ppm di CaCO_3	
	Portata $4\text{ m}^3/h$	
	Pressione max/min 2/4 bar	
Combustibile	Gas metano	Pressione 500 mbar
		Potere calorifico $8500\text{ kcal}/\text{m}^3$
	GPL	Pressione 500 mbar
		Potere calorifico $22'000\text{ kcal}/\text{m}^3$
	Olio pesante	Viscosità 400cst a 50°C
		Potere calorifico $10'200\text{ kcal}/\text{kg}$
Aria compressa	Pressione 7 bar	

Da notare che in tabella 1.2 viene indicata anche la pressione dell'aria compressa disponibile, che come si vedrà in seguito è di fondamentale importanza per il funzionamento dell'impianto.

1.3 Considerazioni sul fluido vettore termico

Il cuore della centrale termica che si sta progettando è costituito da una caldaia, nella quale verrà bruciato del combustibile. Il calore così prodotto può essere utilizzato in vari modi. Per prima cosa parte di esso dovrà servire per scaldare l'acqua destinata all'impasto, fino alla temperatura di 80°C , come indicato nei dati di progetto. Il restante calore prodotto verrà sfruttato per essiccare la pasta. Esso verrà fatto assorbire ad un fluido, il quale sarà poi trasferito agli scambiatori di calore nella zona di essiccazione della pasta.

Come fluido vettore termico in genere viene utilizzata acqua, la quale è facilmente reperibile, economica e facilmente gestibile. In casi particolari possono essere utilizzati anche direttamente aria o particolari oli, definiti diatermici, nel caso in cui le temperature di esercizio siano particolarmente alte.

L'acqua è comunque il fluido vettore termico utilizzato nella stragrande maggioranza dei casi, e può essere utilizzata come acqua calda, acqua surriscaldata oppure in fase vapore. La scelta tra una di queste tre tipologie varia in base al risultato che si vuole ottenere.

1.3.1 Acqua calda e acqua surriscaldata

Quando, come fluido vettore termico, si utilizzi acqua calda, surriscaldata o qualsiasi altro fluido, e durante il processo di scambio termico non si abbia un passaggio di stato, il calore in gioco nella trasformazione viene chiamato calore sensibile. Esso viene definito come quella quantità di calore che viene sottratta (o somministrata) per diminuire (o aumentare) la temperatura di una certa sostanza, senza però generare in essa un cambiamento di stato. Il calore sensibile si contrappone al calore latente (vedi § 1.3.2), e viene chiamato sensibile in quanto ad esso è sempre collegata una differenza di temperatura, che può essere misurata con un comune termometro.

Per studiare il fenomeno di scambio termico che avviene negli impianti viene utilizzata la seguente formula:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (1.1)$$

Dove:

- q [kcal/h] potenza termica, cioè calore trasferito nell'unità di tempo;
- U [kcal/h·m²·°C] coefficiente globale di scambio termico;
- A [m²] area di scambio termico;
- ΔT [°C] differenza di temperatura tra fluido caldo e fluido freddo.

Si tratta di una formula del tutto generale, applicabile a qualsiasi scambiatore, che permette di studiare il fenomeno in modo semplice.

Per ogni tipologia di scambiatore esistono diverse formulazioni che permettono di calcolare U , A e ΔT , che, una volta conosciuti, ci aiutano a quantificare il calore scambiato, cioè la sua potenza termica. Si possono fare delle considerazioni di carattere generale riguardo queste tre grandezze. Partendo da U si può dire che esso è un parametro, esso infatti dipende dai fluidi che scambiano calore e dalle caratteristiche idrauliche del sistema. ΔT è invece, come già accennato, la differenza di temperatura tra fluido caldo e fluido freddo. Dato che non si ha la stessa differenza di temperatura in ogni punto dello scambiatore si è costretti ad utilizzare la

media tra le varie ΔT locali. Per ogni tipo di scambiatore si parte sempre calcolando il ΔT_{ml} (ΔT medio logartmico), con la nota formula:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (1.2)$$

Dove ΔT_1 e ΔT_2 sono le differenze di temperatura tra fluido caldo e fluido freddo rispettivamente nella sezione di ingresso e in quella di uscita dello scambiatore. La (1.2) vale solamente per scambiatori in cui ci sia controcorrente o equicorrente perfetta, negli altri casi questo valore viene corretto attraverso dei fattori ricavabili da manuali.

La formula (1.1) è molto utile per fare delle considerazioni di carattere generale sul fenomeno di scambio termico, ed in particolare sui parametri che lo influenzano. Quando si progetta uno scambiatore in genere si conosce la quantità di calore che si deve scambiare (la potenza termica q) e si deve cercare di minimizzare la superficie di scambio termico, in modo da non avere uno scambiatore eccessivamente grande. Apparecchiature con superfici di scambio elevate sono infatti complesse e costose.

Per arrivare a questo risultato si può giocare sul coefficiente di scambio termico U oppure sulla differenza di temperatura ΔT , cercano di renderli il più grande possibile. Nel caso che stiamo considerando dato che il fluido vettore termico è fissato (acqua calda o acqua surriscaldata) l'unico modo per cercare di avere un valore di U grande è quello di ottimizzare le caratteristiche idrauliche del sistema scegliendo uno scambiatore adatto e cercando di utilizzare i parametri che influenzano la fluidodinamica (ad esempio la velocità del fluido) migliori. Ora, lasciando da parte il problema del coefficiente di scambio termico, prendiamo in considerazione la differenza di temperatura tra i due fluidi. Il fluido freddo, essendo l'aria all'interno della camera di essiccamento della pasta, è pressoché costante in tutto l'ambiente, ed è fissata. Essa sarà infatti quella ottimale per lo svolgimento del processo di essiccazione. L'unico parametro su cui possiamo giocare per aumentare il ΔT è quindi la temperatura del fluido caldo, quindi quella del fluido vettore termico.

Utilizzando acqua calda la massima temperatura raggiungibile teoricamente è 100°C . A questa temperatura infatti si avrebbe il passaggio di stato dell'acqua da liquido a vapore. La temperatura massima con cui si può lavorare praticamente è inferiore ai 100°C , in quanto anche a temperature leggermente inferiori si avrebbe abbondante formazione di vapore, che creerebbe problemi all'impianto (quali ad esempio diminuzione del fattore del coefficiente di scambio termico e cavitazione nelle pompe).

Per poter lavorare a temperature superiori si utilizza acqua surriscaldata, che, come dice il nome, non è altro che acqua allo stato liquido a una temperatura superiore ai 100°C . In questo

caso è necessario lavorare a pressioni maggiori di quella atmosferica in modo tale da evitare l'ebollizione dell'acqua. In tabella (1.3) sono riportate le corrispondenze tra i valori di pressione applicata e la corrispondente temperatura di ebollizione dell'acqua.

Tabella 1.3 Tabella del vapore saturo secco

Pressione assoluta (bar)	Temperatura ebollizione (°C)	Entalpia del liquido (kJ/kg)	Entalpia del vapore (kJ/kg)	Pressione assoluta (bar)	Temperatura ebollizione (°C)	Entalpia del liquido (kJ/kg)	Entalpia del vapore (kJ/kg)
0,01	7,0	29,3	2514,4	8,5	172,9	732,0	2769,9
0,015	13,0	54,7	2525,6	9,0	175,4	742,6	2772,1
0,02	17,5	73,5	2533,6	9,5	177,7	752,8	2774,2
0,025	21,1	88,4	2540,2	10	179,9	762,6	2776,2
0,03	24,1	101,0	2545,6	11	184,1	781,1	2779,7
0,04	29,0	121,4	2554,5	12	188,0	798,4	2782,7
0,05	32,9	137,8	2561,6	13	191,6	814,7	2785,4
0,06	36,2	151,5	2567,8	14	195	830,1	2787,8
0,08	41,5	173,9	2577,1	15	198,3	844,7	2789,9
0,1	45,8	191,8	2584,8	16	201,4	858,6	2791,7
0,12	49,4	206,9	2591,2	17	204,3	871,8	2793,4
0,15	54,0	226,0	2599,2	18	207,1	884,6	2794,8
0,20	60,1	251,4	2609,9	19	209,8	896,8	2796,1
0,25	65,0	272,0	2618,3	20	212,2	908,6	2797,2
0,30	69,1	289,3	2625,4	22	217,2	930,9	2799,1
0,35	72,7	304,3	2631,5	24	221,8	951,9	2800,4
0,40	75,9	317,6	2636,9	26	226,0	971,7	2801,4
0,50	81,3	340,6	2646,0	28	230,0	990,5	2802,0
0,60	85,9	359,9	2653,6	30	233,8	1008,4	2802,3
0,70	89,9	376,8	2660,1	32	237,4	1025,4	2802,3
0,80	93,5	391,7	2665,8	34	240,9	1041,8	2802,1
0,90	96,7	405,2	2671,9	36	244,2	1057,6	2801,7
1,0	99,6	417,5	2675,4	38	247,3	1072,7	2801,1
1,1	102,3	428,8	2679,6	40	250,3	1087,4	2800,3
1,2	104,8	439,4	2683,4	42	253,2	1101,6	2799,4
1,3	107,1	449,2	2687,0	44	256,0	1115,4	2798,3
1,4	109,3	458,4	2690,3	46	258,7	1128,8	2797,0
1,5	111,4	467,1	2693,4	48	261,4	1141,8	2795,7
1,6	113,3	475,4	2696,2	50	263,9	1154,5	2794,2
1,8	116,9	490,7	2701,5	55	269,9	1184,9	2789,9
2,0	120,2	504,7	2706,3	60	275,5	1213,7	2785,0
2,2	121,1	517,6	2710,6	65	280,8	1241,1	2779,5
2,4	123,3	529,6	2714,5	70	285,8	1267,4	2773,5
2,6	128,7	540,9	2718,2	75	280,5	1292,8	2766,9
2,8	131,2	551,4	2721,5	80	295,0	1317,1	2759,9
3,0	133,5	561,4	2724,7	85	299,2	1340,7	2752,5
3,2	135,7	570,9	2727,6	90	303,3	1363,7	2744,6
3,4	137,5	579,9	2730,3	95	307,2	1386,1	2736,4
3,6	139,8	588,5	2732,9	100	311,0	1408,0	2727,7
3,8	141,8	596,8	2735,3	110	318,0	1450,6	2709,3
4,0	143,6	604,7	2737,6	120	324,6	1491,8	2689,2
4,5	147,9	623,2	2742,9	130	330,8	1532,0	2667,0
5,0	151,8	640,1	2747,5	140	336,6	1571,6	2642,4
5,5	155,5	665,8	2751,7	150	342,1	1611,0	2615,0
6,0	158,8	670,4	2755,5	160	347,3	1650,5	2584,9
6,5	162,0	684,1	2758,8	180	357,0	1734,8	2513,9
7,0	165,0	697,1	2762,0	200	365,7	1826,5	2418,4
7,5	167,8	709,3	2764,8	221,20	374,15	2107,4	2107,4
8,0	170,4	720,9	2767,5				

Con l'acqua surriscaldata si può quindi lavorare a temperature molto maggiori rispetto alla semplice acqua calda, arrivando teoricamente fino alla temperatura critica dell'acqua, cioè 374,15°C. Ovviamente all'aumentare della temperatura di lavoro si ha il vantaggio di avere

una minore area di scambio termico, ma si ha la necessità di lavorare ad una pressione sempre maggiore, con conseguente aumento di costi d'impianto e di esercizio. Si dovrà quindi fare un'attenta valutazione sulla pressione da utilizzare in impianto in modo da trovare il punto di esercizio ottimale. In genere si ha un buon compromesso tra pressione di esercizio e area di scambio quando si lavora a pressioni attorno a $3,6 \text{ kg/cm}^2$, e quindi a temperature attorno ai 140°C . Questa è inoltre una temperatura sufficientemente bassa per poter evitare l'utilizzo di materiali speciali per alte temperature.

1.3.2 Vapore

Anche il vapore, saturo o surriscaldato, può essere utilizzato come fluido vettore termico. Il calore in gioco nello scambio termico in questo caso è prevalentemente calore latente. Esso è definito come la quantità di energia necessaria allo svolgimento di una transizione di fase.

Si osservi di nuovo la tabella (1.3), che si riferisce al vapore saturo secco, cioè vapore senza la presenza di fase liquida al suo interno. Nella terza e nella quarta colonna è riportata l'entalpia rispettivamente del liquido e del vapore saturi. Si definisce *entalpia o contenuto termico del liquido saturo* $h_{liq.sat}$ la quantità di calore necessaria per portare la massa unitaria di liquido dalla temperatura di riferimento (0°C) alla temperatura di ebollizione. Essa cresce all'aumentare della temperatura di ebollizione, quindi con la pressione. Si definisce invece *entalpia o contenuto termico del vapore saturo* $h_{vap.sat}$ la quantità di calore necessaria per portare a pressione costante l'unità di massa di liquido dalla temperatura di riferimento (0°C) alle condizioni di vapore saturo umido, vapore saturo secco o vapore surriscaldato. In tabella è riportato l'entalpia del vapore saturo secco. L'entalpia del vapore saturo umido sarà minore, mentre quello del vapore surriscaldato sarà maggiore. La differenza tra l'entalpia del vapore saturo secco e quella del liquido saturo viene definita *calore latente di vaporizzazione* λ_{vap} . Si ha quindi:

$$\lambda_{vap} = h_{vap.sat} - h_{liq.sat} \quad (1.3)$$

Quando il vapore transita nello scambiatore di calore incontra la parete di scambio termico a temperatura minore rispetto alla propria e quindi condensa, cedendo appunto calore latente al fluido freddo. Nel caso in cui il vapore sia surriscaldato, e quindi si trovi ad una temperatura maggiore rispetto a quella di ebollizione, esso scambia calore sensibile fino a raggiungere la temperatura di condensazione e poi scambia il calore latente, condensando.

Come si può vedere dalla tabella (1.3) per pressioni non eccessivamente elevate l'entalpia del vapore saturo è molto maggiore rispetto a quella del liquido saturo. Ricordando la definizione di entalpia del liquido si può affermare che il calore sensibile effettivamente sfruttabile è solo una piccola parte dell'intera entalpia del liquido, in quanto negli scambiatori non si sfrutta

tutto la differenza di temperatura tra 0°C e quella di ebollizione. Questo, unito al fatto che l'entalpia del vapore è molto maggiore rispetto all'entalpia del liquido, ci fa capire che, a parità di massa di acqua, il calore latente che si può scambiare utilizzando vapore è molto maggiore rispetto al calore sensibile che si potrebbe sfruttare utilizzando acqua calda o surriscaldata. Questo fatto influenza nell'equazione (1.1) il parametro U , rendendolo molto maggiore negli impianti a vapore rispetto a che utilizzano acqua liquida. Questo permette di avere una minore superficie di scambio termico.

Questo è uno dei motivi principali per cui si utilizza il vapore come fluido vettore termico, ovvero la sua capacità, a parità di massa di acqua, di scambiare una quantità maggiore di calore rispetto all'acqua, calda o surriscaldata e la minore superficie necessaria nello scambiatore. Inoltre è preferito anche per il fatto che il vapore, a differenza dell'acqua allo stato liquido, si può muovere all'interno delle tubazioni senza l'ausilio di pompe. In caldaia infatti viene inviata acqua e fatta evaporare. Se le valvole della caldaia sono chiuse la formazione di vapore, che non ha vie di fuga, ne aumenta la pressione. Ora, aprendo semplicemente una valvola il vapore fluirà dalla caldaia, che si trova in pressione, all'apparecchiatura utilizzatrice, che si trova a una pressione minore. La condensa che si forma in seguito allo scambio di calore sensibile dovrà essere riportata in caldaia tramite una pompa, ma la sua quantità sarà molto minore rispetto alla quantità di acqua surriscaldata che si dovrebbe far circolare a parità di calore scambiato.

Il problema principale degli impianti vapore è la loro complessità. Per gestire impianti di medie o grandi dimensioni c'è bisogno di un tecnico specializzato. I principali problemi si hanno negli scaricatori di condensa, che devono funzionare perfettamente per evitare l'annegamento delle tubazioni, con conseguente riduzione del coefficiente di scambio termico e possibili colpi d'ariete che possono danneggiare le apparecchiature. Inoltre le centrali vapore sono particolarmente soggette a corrosione e incrostazioni, quindi anche la gestione dell'acqua di alimento e di reintegro deve essere particolarmente attenta per evitare malfunzionamenti d'impianto e per allungarne la vita il più possibile. E' per questi motivi che le centrali vapore vengono utilizzate soprattutto per grossi impianti, che giustifichino la presenza di un tecnico specializzato, oppure dove esso sia già presente per altri motivi.

1.4 Corrosione e incrostazioni

I fenomeni corrosivi e le incrostazioni calcaree dovute alla durezza dell'acqua sono fenomeni favoriti dalle alte temperature. Se non presi in considerazione nella fase di progettazioni possono portare al malfunzionamento dell'impianto, arrivando a comprometterne la funzionalità, oltre al fatto che ne riducono notevolmente la vita.

Questi fenomeni sono dovuti principalmente alla presenza di sostanze solide o in forma di ioni, presenti nell'acqua. Per riuscire a combattere efficacemente questi problemi è necessario conoscere la sostanze coinvolte e i principi della formazione di incrostazioni e corrosioni. Le cause e i meccanismi di formazione delle corrosioni e delle incrostazioni sono spesso molto complesse e di difficile interpretazione, i due fenomeni sono inoltre molto spesso strettamente legati.

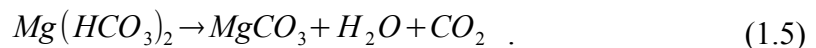
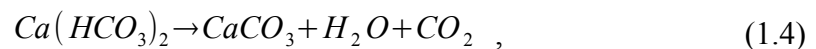
Di seguito vengono riportate le principali sostanze che causano questo tipo di problemi e i meccanismi con cui agiscono.

1.4.1 Incrostazioni

Le incrostazioni sono dovute alla presenza in acqua di sostanze disciolte che, ad elevate temperature, subiscono delle trasformazioni chimiche che le trasformano in sostanze insolubili. Queste possono depositarsi all'interno delle apparecchiature o, ancor peggio, attaccarsi nelle pareti interne dell'impianto.

Le principali sostanze causa di incrostazioni sono i bicarbonati di calcio e di magnesio, e tutti i sali di magnesio in generale, il solfato di calcio, il silicio, il ferro. La presenza di olio nell'acqua accentua il fenomeno.

I bicarbonati di calcio e magnesio, molto solubili in acqua, alle alte temperature degradano secondo le seguenti reazioni:



Tale reazione porta quindi alla formazione di carbonati di calcio e magnesio che essendo insolubili in acqua precipitano e formano incrostazioni.

Se per il calcio il problema principale viene dato principalmente dai suoi sali di bicarbonato, lo stesso discorso non vale per il magnesio. Tutti i sali di magnesio infatti danno precipitati solidi in ambiente alcalino, seguendo tutti la reazione generale seguente:



In presenza di sali di magnesio si ha quindi la formazione dell'idrossido, fonte di incrostazioni, e di acidi di varia natura, in base al sale di partenza, causa di corrosione.

Per quanto riguarda il solfato di calcio, la sua solubilità in acqua diminuisce molto all'aumentare della temperatura e crea quindi grossi problemi nelle centrali termiche.

Altra causa di incrostazioni è il silicio. Tale sostanza infatti, presente in acqua sotto forma di silice, SiO_2 , ad alte temperature con vari meccanismi di reazione crea incrostazioni molto pericolose, in quanto responsabili di corrosione, e molto difficilmente asportabili sia meccanicamente che chimicamente.

Anche il ferro, presente in acqua principalmente come idrossido ferroso, ossidandosi con vari meccanismi di reazione porta alla formazione di una miscela di ossidi insolubili.

Infine l'olio può carbonizzare formando prodotti asfaltici molto difficili da eliminare con lavaggio, e può essere inoltre assorbito da altre incrostazioni preesistenti conferendo loro un elevato potere isolante.

I problemi maggiori si hanno nelle vicinanze dei tubi della caldaia, dove si hanno le maggiori temperature. In questa zona infatti si può avere la formazione di vapore, poi subito riassorbito dall'acqua circostante che si trova a temperatura minore. Questa evaporazione porta all'aumento di concentrazione degli ioni calcio, magnesio e del silicio vicino al tubo, con conseguente formazione di precipitato, che si attacca alle tubazioni. Se il precipitato non si attaccasse alle tubazioni il problema di incrostazioni sarebbe molto ridotto, in quanto tale precipitato potrebbe essere facilmente eliminato con degli spurghi. Attaccandosi alle tubazioni della caldaia le incrostazioni diminuiscono molto il coefficiente di scambio termico, e quindi l'efficienza della caldaia, e possono causare corrosione. A parità di calore scambiato inoltre, la differenza di temperatura tra fluido freddo e fluido caldo, cioè tra interno ed esterno del tubo, aumenta molto, e diminuisce dunque la resistenza meccanica del materiale, e la corrosione viene favorita.

Il rimedio migliore per ridurre le incrostazioni è eliminare dall'acqua di reintegro le sostanze che danno questo tipo di problema. Le sostanze da eliminare sono quindi gli ioni calcio, magnesio, la silice, gli ioni ferro e l'olio. Prima di progettare una centrale termica di qualsiasi genere si dovrà provvedere ad analizzare l'acqua che si ha a disposizione, in modo da inserire nel processo quei trattamenti utili ad eliminare le sostanze sopra elencate.

1.4.2 Corrosione

La corrosione è un fenomeno complesso, non sempre facilmente interpretabile. La corrosione lavora con molti meccanismi diversi e assai complessi, inoltre le sostanze che la favoriscono sono molteplici. Le caldaie, che lavorano con acqua a temperatura molto elevata, sono particolarmente soggette a questi effetti. La corrosione riduce la resistenza meccanica delle apparecchiature, in quanto questo fenomeno porta alla dissoluzione in acqua degli atomi di cui sono costituite le apparecchiature, e può portare addirittura alla formazione di cricche, che non permettono di garantire la tenuta idraulica dell'impianto. Come visto per le incrostazioni

è necessario conoscere i principali meccanismi di formazione della corrosione per poterla combattere.

La corrosione che si ha in presenza di acqua viene definita corrosione umida. Il fenomeno viene spiegato dall'elettrochimica. L'acqua, infatti, funge da mezzo scambiatore di ioni tra punti a diverso potenziale elettrico. La differenza di potenziale elettrico tra due punti di una struttura metallica può avvenire per vari motivi, tra cui:

- la presenza di due metalli diversi tra loro connessi (effetto pila);
- correnti vaganti di origine esterna che l'attraversino;
- piccole disuniformità e impurezze in seno allo stesso metallo;
- differenze di temperatura e tensioni interne che alterino l'equilibrio superficiale del metallo;
- concentrazioni differenziali di sali e gas in seno all'acqua.

Reazioni chimiche interne possono allontanare il raggiungimento dell'equilibrio e fare procedere la corrosione in modo continuo, con la conseguente formazione di cricche nel metallo. La causa principale di corrosione nelle centrali termiche è data dalla presenza di ossigeno. Si formano, infatti, due poli a diverso potenziale, uno sul metallo e uno nell'acqua che contiene ossigeno e avvengono le seguenti reazioni:



La reazione globale sarà dunque:



Questa reazione provoca dunque l'asportazione di atomi di ferro dalle apparecchiature, e il suo passaggio in fase acquosa. La reazione produce inoltre idrossido ferroso. La reazione continua finché non si raggiunge la saturazione dell'idrossido ferroso. Se però l'acqua contiene molto ossigeno si sviluppa anche la seguente reazione:



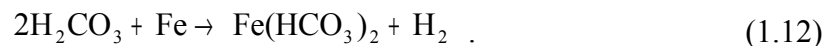
Questa reazione consuma l'idrossido ferroso della prima reazione, la quale continua quindi a procedere e a corrodere il materiale.

Per bloccare la corrosione dovuta all'ossigeno si possono seguire due vie. La prima consiste nell'aumentare il pH. La solubilità dell'idrossido ferroso infatti diminuisce all'aumentare del pH, quindi la (1.9) viene inibita. Questo metodo è poco usato, perché è necessario l'utilizzo di sostanze chimiche che possono provocare altre forme di corrosione. Il metodo più efficace è quello di combattere all'origine questo fenomeno, eliminando l'ossigeno dall'acqua. La ridotta quantità di ossigeno residuo che non si riesce ad eliminare fa procedere la (1.9), ma la (1.10) non avviene e quindi il fenomeno corrosivo si blocca non appena si raggiunge la saturazione dell'idrossido ferroso. Se la quantità di ossigeno è molto bassa non avviene neanche la (1.9), ma ne avviene un'altra, che porta alla formazione di Fe_3O_4 . Questa sostanza rimane sulla superficie del metallo creando una pellicola che protegge dalle corrosioni.

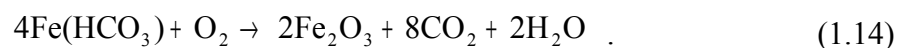
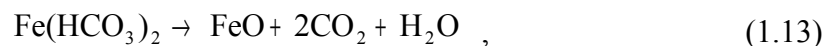
La corrosione è favorita anche dalla presenza di anidride carbonica nell'acqua. Tale sostanza infatti reagisce con l'acqua portando alla formazione di acido carbonico:



Questa reazione avviene solamente a temperature abbastanza basse in quanto la solubilità dell'anidride carbonica si abbassa molto all'aumentare della temperatura. L'acido carbonico prodotto, come tutti gli acidi, porta alla corrosione del ferro, secondo la seguente reazione:



Il bicarbonato ferroso è solubile e quindi circola nell'impianto. Quando trova temperature particolarmente elevate però esso reagisce, in modo diverso a seconda che ci sia o meno presenza di ossigeno:



Come si può vedere tali reazioni producono anidride carbonica, che può portare alla formazione nuovamente di acido carbonico che fa procedere la corrosione. Per questo motivo la corrosione da anidride carbonica è particolarmente pericolosa, infatti essa continua a procedere anche senza l'introduzione di nuova anidride carbonica. Inoltre si ha la formazione di ossidi di ferro che precipitando causano incrostazioni e ulteriori corrosioni. La corrosione da anidride carbonica può procedere solamente nel caso in cui in impianto ci siano zone più

fredde, dove può venire la reazione (1.11), e zone calde, dove avvengono le reazioni (1.13) e (1.14). Queste condizioni si hanno nel caso di centrali termiche a vapore, dove si ha la presenza di vapore molto caldo e la possibilità di presenza di condense piuttosto fredde. Questo tipo di corrosioni è inesistente in impianti ad acqua surriscaldata, dove l'acqua rimane a temperature sempre piuttosto elevate.

Capitolo 2

Scelta del tipo di processo e delle apparecchiature d'impianto

In questo capitolo vengono scelti il tipo di impianto e le apparecchiature che lo compongono. Vengono spiegati i criteri di scelta di tutte le apparecchiature che compongono l'impianto e il loro funzionamento. Le apparecchiature sono suddivise in due principali categorie, le apparecchiature principali e quelle opzionali. Tutte queste scelte vengono fatte sulla base delle considerazioni teoriche viste nel Capitolo 1.

2.1 Scelta tipologia di impianto

Come visto nel paragrafo §1.2 le tipologie di fluido vettore termico sono molte, ma principalmente viene utilizzata acqua. Altri tipi di fluidi vengono utilizzati in situazioni particolari, ma non è questo il caso dell'impianto che si vuole progettare. In questo particolare caso bisogna scegliere se utilizzare acqua calda, surriscaldata oppure vapore.

La scelta viene fatta principalmente sulla base delle dimensioni dell'impianto e sulla presenza di personale specializzato dove l'impianto verrà fornito. Le dimensioni d'impianto dipendono principalmente dalla potenza termica che bisogna fornire. Come già accennato l'installazione di un impianto vapore è giustificata nel caso in cui la potenza da fornire sia molto elevata, in quanto è necessario che l'impianto sia seguito da un tecnico specializzato per poter avere un funzionamento continuo e senza problemi. Può essere accettato un impianto vapore di dimensioni ridotte in situazioni particolari, quando l'impianto non deve fornire a tutti i costi una potenza continua e regolare e quindi se ci sono problemi la centrale può essere scollegata per riparazioni o malfunzionamenti, oppure nel caso in cui sia già presente un addetto specializzato per tali tipi di impianto, che può quindi garantirne un perfetto funzionamento.

Nel nostro caso la potenza da fornire, e quindi le dimensioni dell'impianto, non sono sufficientemente elevate da giustificare la presenza di un addetto che segua l'impianto in modo continuo. Un impianto ad acqua calda risulterebbe troppo grande in quanto la potenza è abbastanza elevata. La soluzione ottimale è quella di progettare un impianto ad acqua surriscaldata, che può lavorare quindi a temperature superiori a 100°C , in genere intorno ai 140°C , e quindi avere

dimensioni ridotte rispetto ad un impianto a semplice acqua calda (vedi §1.3.1). Queste considerazioni vengono fatte prendendo in considerazione la potenza termica che si deve fornire, grazie all'esperienza nella progettazione di tali tipi di impianti dell'azienda F.I.C.I.T. Srl.

Esistono varie soluzioni impiantistiche che permettono di sfruttare acqua surriscaldata come fluido vettore termico. Di seguito viene fornita una lista di tali impianti con una breve descrizione in modo da poterne valutare pregi e difetti e indirizzare la nostra scelta sulla soluzione migliore.

La prima tipologia viene denominata con camera di vapore in caldaia. Si tratta di impianti che utilizzano un normale generatore di vapore dal quale l'acqua surriscaldata viene prelevata nella zona del liquido, a temperatura uguale a quella di saturazione corrispondente alla pressione di esercizio. A fine circuito l'acqua surriscaldata ritorna al generatore, sempre nella zona del liquido. Questo sistema viene utilizzato negli impianti che richiedono una temperatura costante che infatti può essere regolata semplicemente regolando la pressione del generatore.

L'impianto con cuscino di vapore esterno alla caldaia utilizza invece un generatore di vapore completamente pieno d'acqua (annegato) in cui il vapore si sviluppa nella parte superiore, in un recipiente posto sopra il generatore ed avente funzioni di vaso d'espansione (vedere §2.2.2.). Da tale recipiente viene prelevata l'acqua surriscaldata da inviare nel circuito.

Gli impianti a condensazione sono invece formati da un normale generatore di vapore a cui è sovrapposto uno scambiatore di calore. Il vapore si condensa nel corpo dello scambiatore, ritornando per gravità nel generatore. L'acqua passa nei tubi del fascio tubiero, dove si surriscalda a spese del calore di condensazione. Questi impianti sono in genere adottati per il riscaldamento di complessi residenziali ed industriali.

Infine esistono impianti del tipo con cuscino di gas a pressione costante. Questi utilizzano un generatore che produce direttamente acqua surriscaldata: il vaso di espansione è mantenuto in pressione da un cuscino di aria o azoto. Tale vaso ha il compito di assorbire l'espansione dell'acqua contenuta nell'impianto e di mantenere sotto pressione l'impianto stesso.

Si deve ora scegliere che tipo di impianto ad acqua surriscaldata andare a progettare. La scelta viene fatta in parte per esclusione, in quanto si scarta il tipo a camera di vapore in caldaia perché non è necessaria una temperatura pressoché costante dell'acqua surriscaldata. Tra le tre tipologie restanti si sceglie quella del tipo a cuscino di gas a pressione costante. Viene scelto questo tipo di impianto perché molto efficiente, compatto e di semplice gestione rispetto alle altre tipologie.

Ora l'offerta che si farà al cliente sarà composta da due parti. La prima parte comprende tutte quelle apparecchiature indispensabili per il funzionamento d'impianto. Nella seconda parte invece ci saranno quelle apparecchiature non necessarie, ma atte a migliorare le caratteristiche e la capacità dell'impianto offerto. Alla fine del capitolo è presente la figura 2.5 che riporta lo schema d'impianto contenente non solo tutte le apparecchiature principali, ma anche le apparecchiature opzionali che si ritiene possano essere quelle che verranno richieste dal cliente.

2.2 Apparecchiature principali

In questo paragrafo sono prese in considerazione le apparecchiature indispensabili per il funzionamento dell'impianto e sufficienti a soddisfare le normative vigenti in materia di sicurezza e di impatto ambientale. Per ognuna di esse viene spiegato il funzionamento, ponendo particolare attenzione alla loro funzione e alla loro importanza all'interno del processo.

2.2.1 Generatore di acqua surriscaldata e combustibile

Il cuore di dell'impianto è il generatore di acqua surriscaldata. Esso non è altro che è una caldaia adatta a lavorare in pressione. La scelta del tipo di caldaia e del bruciatore dipende dal combustibile utilizzato. In questo caso il cliente dispone di tre diversi combustibili, metano, GPL e olio combustibile (vedi tabella 1.2). La scelta del combustibile da utilizzare dipende dal costo e dalle sostanze inquinanti prodotte durante la combustione. Come già detto l'impianto che si sta studiando deve essere venduto ad un'azienda peruviana, in uno stato quindi dove la legislazione ambientale non è molto restrittiva. Si può scegliere di utilizzare quindi l'olio combustibile, che è economico, ma abbastanza inquinante. Per poter ridurre tali emissioni verranno proposti dei sistemi opzionali atti a migliorare la combustione, e quindi aumentare anche il rendimento della combustione (vedi §2.3.1. e §2.3.2.). Utilizzando questo tipo di apparecchiature opzionali si potrà dunque utilizzare un combustibile molto economico producendo poche sostanze inquinanti e avendo un rendimento molto alto.

Utilizzando acqua surriscaldata conviene prevedere un anello del fluido vettore termico (vedi Figura 2.1).

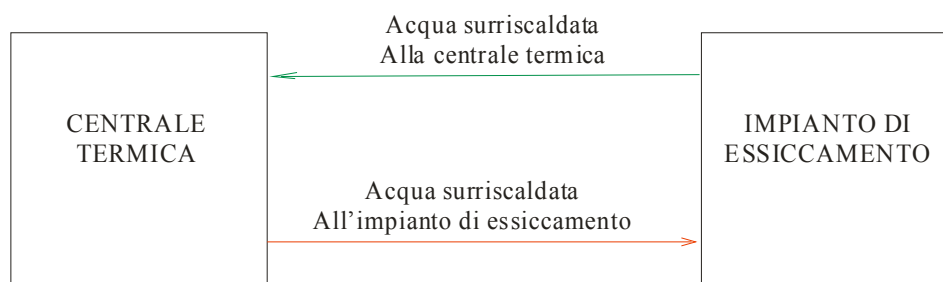


Figura 2.1 Schema del circuito ad anello dall'acqua surriscaldata

L'impianto quindi fornirà acqua calda alle varie linee di essiccazione della pasta, già possedute dal cliente, la quale, dopo aver ceduto del calore, ritornerà nel generatore ad una temperatura più bassa. Questo anello si fa sia perché con questo sistema è più semplice mantenere in pressione il fluido

vettore termico, sia per poter sfruttare il calore ancora presente nell'acqua surriscaldata dopo che ha scambiato calore. L'acqua infatti esce dall'impianto di essiccamento della pasta ad una temperatura molto superiore a quella dell'acqua che si preleva dal pozzo. Con l'utilizzo di un sistema ad anello come questo si ha dunque un risparmio di combustibile che di fluido vettore termico.

2.2.2 Vaso di espansione

Il sistema che si sta progettando, utilizzando acqua surriscaldata come fluido vettore termico, deve lavorare in pressione. Quando si lavora con questo tipo di impianti è necessario affiancare alla caldaia un vaso di espansione, concepito per mantenere costante la pressione del sistema e per assorbire la variazione del volume d'acqua contenuta nell'impianto, conseguente alle variazioni di temperatura del fluido.

Il vaso di espansione non è altro che un serbatoio collegato alla caldaia, riempito in parte dal fluido vettore termico e per il resto da un gas che serve a mantenere la pressione desiderata. Il sistema può essere aperto o chiuso. Nel primo caso si ha un serbatoio aperto, che manterrà quindi l'intero circuito ad anello del fluido vettore termico ad una pressione pari a quella atmosferica. Il vaso può essere anche costituito da un serbatoio chiuso mantenuto in pressione grazie all'insufflazione di aria o di azoto. Per evitare il contatto del fluido vettore termico con tale gas può essere utilizzato un diaframma.

Nell'impianto che stiamo progettando, dato che si deve lavorare ad una pressione superiore a quella atmosferica, si deve pensare ad un vaso di espansione chiuso. I vasi aperti possono essere utilizzati solamente nel caso che il fluido sia acqua calda. Si deve inoltre prestare attenzione alla presenza dell'ossigeno nel gas insufflato nel vaso, che infatti si discioglierrebbe in acqua e quindi entrerebbe in contatto con le tubazioni di tutto l'impianto, creando effetti di corrosione (vedi §1.4.2.). Per ovviare a questo problema si possono utilizzare diverse soluzioni. Innanzitutto si può utilizzare l'azoto al posto dell'aria. Tale gas però è molto costoso. Al posto di utilizzare l'azoto può essere introdotto nel vaso di espansione un diaframma per separare il gas dall'acqua. Questo sistema però garantisce una ridotta capacità di contenere le variazioni di volume ed è inoltre piuttosto complesso e richiede molti interventi di manutenzione. Se si avesse infatti una variazione troppo elevata di volume all'interno del vaso si rischierebbe la rottura del diaframma. Si sono quindi cercate nuove soluzioni alternative che utilizzassero come gas aria senza l'utilizzo del diaframma, ma studiate per ridurre al minimo i suoi effetti corrosivi dovuti alla presenza di l'ossigeno. Si è deciso in questo impianto di utilizzare uno di questi sistemi. Tale metodo consiste nel regolare la pressione del vaso con l'aggiunta ed eliminazione di acqua al posto che aria. Così facendo l'aria a contatto con l'acqua di processo è praticamente sempre la stessa e quindi si riduce di molto l'immissione di ossigeno nel sistema rispetto alla regolazione con flusso d'aria. Il livello di acqua viene regolato grazie ad una

pompa, che carica il vaso di espansione, e grazie ad uno sfioro. Nel caso che l'acqua raggiunga un livello troppo elevato viene aperta in automatico una valvola, che permette di far fuoriuscire l'acqua e inviarla ad un serbatoio di accumulo. L'acqua si sposta per differenza di pressione. Si riesce con questo metodo a ridurre di molto il consumo di aria compressa, che viene usata quasi solamente nella fase di avviamento dell'impianto.

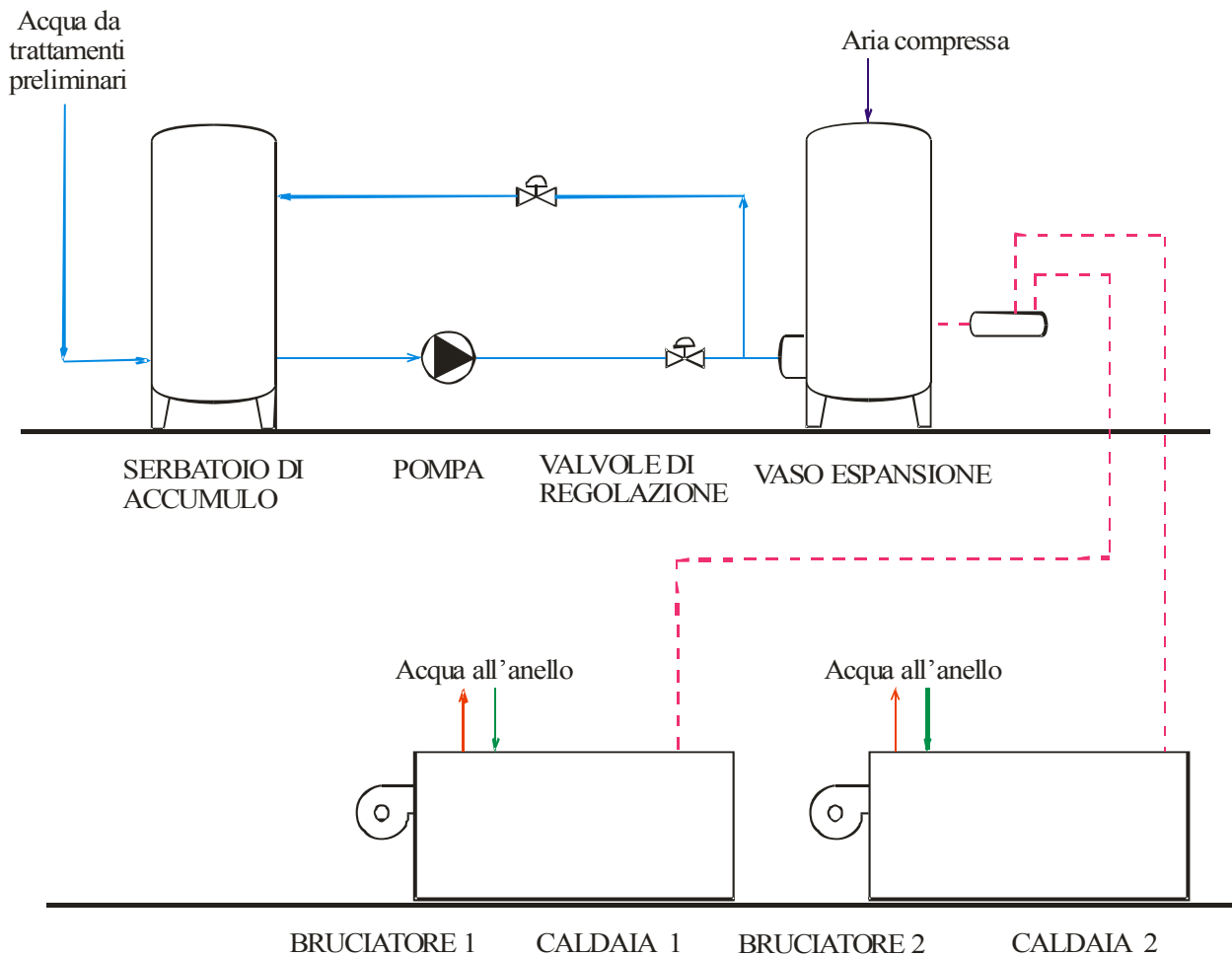


Figura 2.2 Particolare del diagramma di flusso dell'impianto. Collegamento tra caldaie, vaso d'espansione e serbatoio di accumulo.

Nella regolazione con aria, invece, si mantiene il livello di liquido il più possibile costante. Al variare della temperatura il volume del liquido varia, quindi varierà anche la pressione. Quando diminuisce viene insufflata aria, in modo da tenerla costante, mentre quando aumenta l'aria viene fatta uscire. Come si può facilmente intuire l'aria che si trova a contatto con l'acqua continua a cambiare, mentre con il sistema visto prima è sempre la stessa (vedi figura 2.2).

Il metodo che si vuole utilizzare in questo impianto presenta costi fissi leggermente superiori rispetto alla regolazione con aria, che però vengono ampiamente ricompensati da costi di gestione e manutenzione molto inferiori, e da una minore corrosione di tutte le parti dell'impianto.

E' di fondamentale importanza che le tubazioni che collegano caldaia e vaso di espansione non siano assolutamente intercettate. Se venisse per caso a mancare il collegamento tra i due si rischierebbe che un aumento del volume dell'acqua non più assorbito dal vaso, porti ad un aumento di pressione talmente elevato da compromettere la funzionalità dell'impianto, causando rotture di tubazioni o della caldaia stessa.

Il vaso di espansione è di fondamentale importanza all'interno dell'impianto. E' quella parte dell'impianto che permette la regolazione della pressione, e quindi se ci fossero problemi in questa fase si ripercuoterebbero su tutto l'impianto. Se la pressione dovesse diminuire eccessivamente si avrebbe formazione di vapore nell'anello, con conseguente malfunzionamento di tutte le apparecchiature, che sono progettate per lavorare con acqua allo stato liquido. Ancor più pericoloso è il caso opposto. In caso di sovra pressione, infatti, si rischia la rottura degli apparecchi e delle tubazioni dell'impianto, che sono progettati per sopportare solo determinate pressioni, che potrebbero causare incidenti e gravi danni anche al personale addetto all'impianto. Per scongiurare questi problemi si deve disporre di adeguati controlli in questa fase dell'impianto e dotare tutte le apparecchiature di sistemi di sicurezza adeguati, come allarmi di bassa e alta pressione, sfiati e dischi di rottura.

2.2.3 Impianto trattamento acqua in ingresso

Per il corretto funzionamento dell'impianto è necessario disporre di una determinata portata di acqua, che deve avere determinate caratteristiche chimiche fisiche. L'acqua che sarà utilizzata serve a due diversi scopi, come fluido vettore termico e come acqua calda per la preparazione della pasta. E' ovvio che le caratteristiche di questi due flussi d'acqua dovranno essere diverse, in modo tale da assolvere al loro compito in modo ottimale.

Gli impianti termici (vedere §1.4) sono particolarmente soggetti a corrosioni e incrostazioni. Le principali cause di corrosione sono i sali di calcio e magnesio, la silice, il ferro e la presenza di olio. Per quanto riguarda la corrosione sono particolarmente pericolosi l'ossigeno e l'anidride carbonica disciolti in acqua. Crea problemi anche la presenza di particelle solide, che andrebbero a depositarsi all'interno della caldaia. Questo porterebbe a vari inconvenienti, primo fra tutti la riduzione del coefficiente di scambio termico della caldaia. Questi solidi insolubili porterebbero inoltre ad un'accentuazione dei fenomeni corrosivi nei punti di contatto con le parti metalliche della caldaia e eroderebbero le palette delle giranti delle pompe di circolazione.

L'acqua a disposizione del cliente è potabile, quindi le uniche sostanze presenti che potrebbero dare problemi di corrosione e incrostazioni sono la durezza, e l'ossigeno disciolto, dovuto principalmente al fatto che l'acqua entra in contatto con aria nel vaso di espansione. Essendo potabile, l'acqua non dovrebbe contenere un'elevata quantità di solidi, ma dato il basso costo di un impianto di filtraggio e i grossi problemi che creerebbero dei solidi all'interno dell'impianto, esso viene previsto in qualsiasi caso. Come indicato nel paragrafo §1.4.2. la presenza di anidride carbonica non dà problemi di corrosione perché nell'impianto ad acqua surriscaldata non sono presenti zone in cui l'acqua si raffredda eccessivamente.

L'acqua quindi, prima di essere inviata in anello, deve essere trattata per eliminare la durezza e i solidi sospesi. In fase progettuale dev'essere previsto dunque un addolcitore e una serie di filtri.

Per quanto riguarda l'acqua utilizzata per la produzione dell'impianto il discorso è molto più delicato, essendo acqua destinata al consumo umano. Essa, come già detto, è potabile già all'ingresso dell'impianto, ma per garantire massima sicurezza viene comunque inserito un debatterizzatore a raggi UV, in modo da essere sicuri dell'assenza nell'acqua di batteri e microrganismi patogeni. L'acqua destinata all'impasto viene quindi prelevata all'uscita dell'addolcitore e inviata ad un debatterizzatore prima di passare al bollitore.

2.2.4 Bollitore

Oltre al calore necessario per essiccare la pasta l'impianto che si sta progettando deve poter fornire acqua calda e fredda necessaria per la produzione dell'impasto. L'acqua in uscita dal debatterizzatore a raggi UV viene dunque divisa in due flussi. Un flusso viene utilizzato tal quale, come acqua fredda per l'impasto, l'altro viene inviato ad un bollitore, che fornirà l'acqua calda.

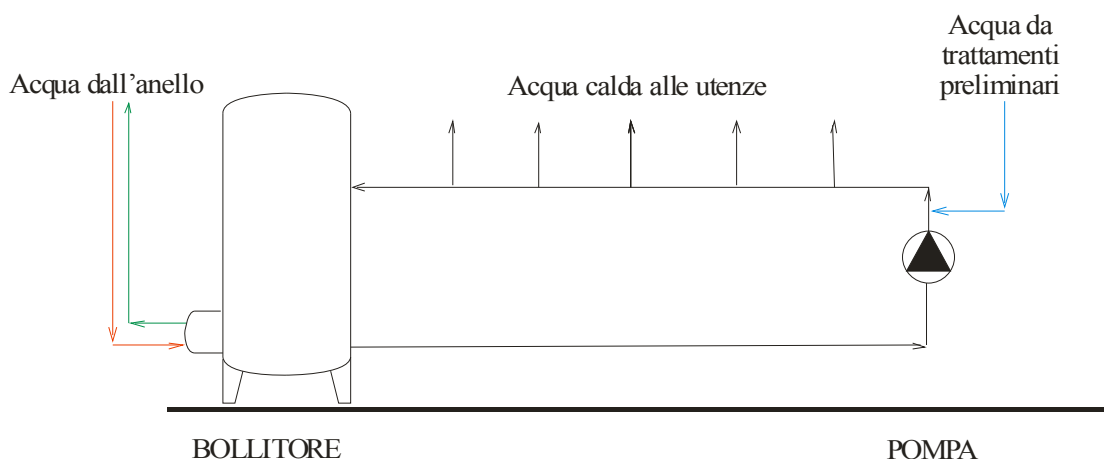


Figura 2.3 Particolare del diagramma di flusso dell'impianto. Circuito ad anello dell'acqua calda per l'impasto.

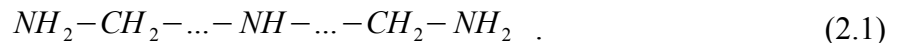
Il bollitore utilizza come fluido caldo l'acqua surriscaldata dell'anello a circa 140°C, che viene fatta circolare in un serpentino estraibile interno al bollitore. Per fornire al cliente un servizio migliore si è studiato un sistema che permette la disponibilità immediata di acqua calda, senza i lunghi tempi di attesa che comporta l'avviamento del bollitore.

Come si vede dalla Figura 2.3 viene fatto un circuito chiuso dell'acqua calda. L'acqua calda, sospinta da una pompa, circola in questo anello, al quale sono collegati i rubinetti dei vari utilizzatori. L'acqua calda pompata, ma non utilizzata, ritorna al bollitore, dove si mescola con l'acqua fredda in ingresso. Si ha così sempre a disposizione acqua calda. Questo sistema ovviamente comporta dei costi d'impianto e di esercizio maggiori rispetto ad un semplice bollitore senza ricircolo, ma come già detto offre il vantaggio di fornire in qualsiasi momento acqua calda senza lunghi tempi di attesa.

2.2.5 Condizionamento chimico

Per ridurre al minimo la presenza di ossigeno all'interno dell'anello, subito dopo le pompe viene dosata una certa quantità di additivo, che ha la funzione di eliminare l'ossigeno presente nell'acqua. Esso inoltre è in grado di formare una pellicola protettiva in tutte le parti dell'impianto in contatto con l'acqua, in modo tale da proteggerle da corrosione e incrostazioni.

A tale scopo si utilizza un prodotto specifico per impianti ad acqua surriscaldata a base di poliammine alifatiche;



La particolarità di questo tipo di molecole consiste nel possedere un doppietto elettronico libero sull'azoto, che fa sì che la molecola di aderire fortemente alla parete metallica e successivamente, reticolando lateralmente formando un film protettivo monomolecolare omogeneo e compatto che impedisce il contatto fra l'acqua ed il metallo costituente l'impianto, impedendo di fatto la possibilità di corrosione. Il film monomolecolare di poliammine costituisce inoltre un ostacolo all'adesione dei cristalli di calcare che quindi non possono formare incrostazioni dure sulla superficie metallica. Questa azione è integrata e coadiuvata da disperdenti specifici che mantengono in sospensione i cristalli formati e ne consentono l'agevole eliminazione mediante i normali spurghi. La presenza di disperdenti nonché la spiccata affinità della base poliamminica nei confronti del metallo consentono anche il risanamento in esercizio di caldaie non particolarmente incrostate. La caratteristica stessa del film formatosi non ne consente l'accrescimento, per cui lo spessore rimane sempre dell'ordine di grandezza delle dimensioni molecolari e pertanto non può ostacolare in alcun modo lo scambio termico.

Il condizionante contiene inoltre sostanze riducenti, che reagendo con l'ossigeno riescono a ridurlo e quindi lo rendono innocuo per quanto riguarda la sua azione corrosiva. La sostanza principalmente utilizzata per questo scopo è l'idrazina, che a temperature elevate e in presenza di ossigeno si decompone formando azoto e acqua;



Il condizionamento chimico viene fatto completamente in automatico. Una pompa di dosaggio preleva il condizionante da un serbatoio di stoccaggio e lo immette nelle tubazioni dell'acqua surriscaldata subito dopo le pompe. Dato che il condizionante forma uno strato monomolecolare sulle tubazioni esso non si accumula in quel punto dell'impianto, ma si distribuisce in tutte le parti dell'impianto. La presenza di condizionante nell'acqua deve essere controllata periodicamente con delle apparecchiature apposite per poter conoscere la quantità esatta di condizionante da dosare in impianto.

2.3 Apparecchiature opzionali

La seconda parte dell'offerta presentata al cliente è invece costituita da tutte quelle apparecchiature non strettamente necessarie per il funzionamento dell'impianto, ma atte a migliorare le caratteristiche e le capacità, ad esempio aumentarne il rendimento e l'efficienza complessiva, diminuirne i costi di manutenzione ed esercizio. Queste apparecchiature vengono definite opzionali perché vengono proposte al cliente, che può decidere di acquistarle o meno in base alle proprie esigenze e disponibilità economiche.

2.3.1 Anello del combustibile pressurizzato

Per avere un migliore rendimento del combustibile e per ridurre le emissioni inquinanti si deve far avvenire la combustione nelle condizioni di temperatura e pressione ottimali. Si deve quindi cercare di aumentare la temperatura del combustibile, così da farne diminuire la viscosità, e di fargli raggiungere la pressione ottimale per la combustione. Questa fase è molto importante, soprattutto in questo tipo di impianto dove viene utilizzato un olio combustibile pesante che contiene dunque molte impurità e quindi non consente una combustione ottimale.

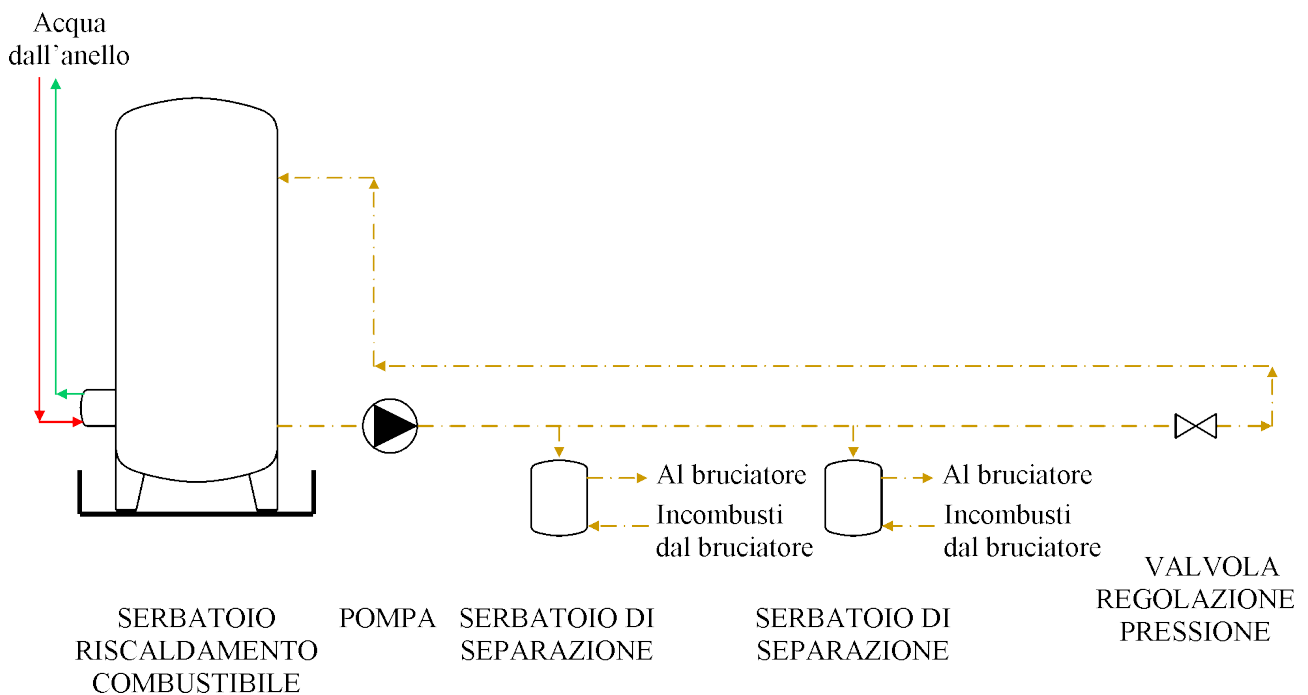


Figura 2.4 Particolare dello schema dell'anello del combustibile pressurizzato

Il funzionamento dell'anello pressurizzato del combustibile è piuttosto semplice (vedi particolare in figura 2.4). Il combustibile viene stoccato in un serbatoio riscaldato nel quale raggiunge la temperatura ottimale. Il riscaldamento avviene tramite un serpentino estraibile alimentato con l'acqua surriscaldata a 140°C. Il combustibile viene successivamente inviato tramite una pompa, che lo porta alla pressione ottimale di combustione, in un circuito chiuso. Prima di essere inviato al bruciatore il combustibile viene degassato in un apposito separatore. Il combustibile non bruciato nella caldaia viene rinviato nell'anello che prevede, prima del ritorno nel serbatoio di riscaldamento una valvola di regolazione della pressione, che la riporta al valore pari a quello di tale serbatoio. Al bruciatore sarà inviata la giusta quantità di aria necessaria per avere una buona combustione.

2.3.2 Sistema di emulsione dell'olio combustibile

Negli ultimi anni l'inquinamento è diventato per le aziende un problema sempre più impegnativo da affrontare, sia per le leggi sempre più restrittive in materia, sia per la sensibilità sempre più spiccata verso queste tematiche dell'opinione pubblica, e quindi dei clienti, i quali esigono un'attenzione sempre maggiore all'ecosostenibilità del prodotto. Gli impianti termici, ed in particolare quello preso in considerazione in questa trattazione, sono molto delicati dal punto di vista ambientale. Come in tutti i processi in cui è presente una combustione, infatti, si può avere formazione di composti dannosi all'ambiente, quali ossido e biossido di carbonio, ossidi di azoto e zolfo e residui solidi (ceneri e $PM_{10;5;2,5}$).

I combustibili solidi e quelli liquidi, in particolare gli oli combustibili pesanti, sono i più inquinanti, in quanto contengono al loro interno sostanze secondarie che durante il processo di ossidazione portano alla formazione di sostanze inquinanti (ad esempio sostanze ricche di zolfo). Inoltre, per la loro natura, è difficile farli miscelare intimamente con l'ossigeno comburente, il che comporta una combustione non perfetta che porta ad avere un consumo consistente di combustibile. Al contrario combustibili gassosi e liquidi molto raffinati producono molte meno sostanze inquinanti, grazie allo scarso tenore di sostanze indesiderate e alla possibilità di miscelarli intimamente con il comburente. E' quindi preferibile utilizzare questo tipo di combustibili.

Per poter utilizzare combustibili quali oli pesanti ovviando a questi problemi si è studiato un metodo che permetta di ottimizzarne la combustione. Il sistema consiste nell'iniettare nel bruciatore un'emulsione di olio combustibile e acqua. Questa emulsione è creata da una apposita apparecchiatura, ed è composta da micro bolle di acqua ricoperte completamente da un sottile strato di olio combustibile. Quando vengono iniettate nel bruciatore le elevate temperature fanno evaporare istantaneamente l'acqua, provocando una sorta di microesplosione. Si riesce in questo modo a far vaporizzare l'olio il che permette una miscelazione più intima con il comburente. Si avrà dunque una migliore combustione, e una sensibile diminuzione degli incombusti nei fumi, che sono la causa della formazione di fuliggine. Si avrà anche una diminuzione di monossido di azoto e ossidi di azoto nei fumi, e un sensibile aumento del rendimento della combustione.

L'emulsione viene preparata in una apposita apparecchiatura che miscela l'olio e l'acqua in una camera di cavitazione, la quale è immersa in un campo magnetico permanente. L'azione di questi due effetti crea un'emulsione formata da particelle della dimensione che varia da 0,15 a 0,5 micron. Questa emulsione è stabile, ciò è molto importante in quanto non obbliga l'introduzione di un sistema che produca emulsione in continuo, ma si può produrre saltuariamente e poi stoccarla in magazzino.

Con questo metodo si può utilizzare olio combustibile pesante, quindi molto economico, senza però incorrere nei problemi ambientali che in genere esso comporta. Inoltre si ha un sensibile aumento del rendimento della combustione e una diminuzione della manutenzione. I ridotti costi di esercizio e manutenzione permettono quindi in breve tempo di recuperare gli elevati costi di installazione del sistema di emulsione.

2.3.3 Serbatoio polmone di ritorno

L'acqua che ritorna in caldaia, soprattutto se l'impianto che la utilizza è vecchio (in questo caso l'essiccazione pasta), può contenere tracce di solidi dovute a fenomeni di corrosione delle tubazioni. Questi solidi si andrebbero ad accumulare all'interno della caldaia, dove si hanno le minori velocità del fluido. Questi depositi di solido creerebbero molti problemi alla caldaia, quali la riduzione del

coefficiente di scambio termico ed effetti di corrosione. Per risolvere questi problemi si introduce un serbatoio di decantazione posto immediatamente prima del ritorno dell'acqua surriscaldata nella caldaia. Questo serbatoio sarà provvisto di scarico del decantato manuale e di coibentazione in modo da ridurre le perdite di calore.

2.3.4 Economizzatore

L'economizzatore è un apparecchio installato tra la caldaia e il camino della stessa che serve a sfruttare parte del calore posseduto dal fumo, prima che esso si disperda nell'atmosfera. Si tratta di uno scambiatore di calore, che utilizza come fluido caldo il fumo di scarico della caldaia, e come fluido freddo l'acqua che ritorna in caldaia. Tale fluido riceverà dunque calore dai fumi, migliorando così il rendimento dell'impianto. E' da rilevare in proposito che, affinché ci sia uno scambio termico, è necessario che il corpo che deve assorbire calore si trovi ad una temperatura più bassa di quello che lo cede. In questo caso questa condizione è assicurata, infatti l'acqua di ritorno in caldaia è ad una temperatura inferiore a 140°C, e invece il fumo ha una temperatura di circa 350-400°C. L'aumento di rendimento conseguibile, sfruttando il calore ancora presente nei fumi, è di 4÷8%, che fa sì che il costo dell'economizzatore possa essere ripagato in un periodo molto breve (in genere un solo anno). Inoltre l'economizzatore è costruito in modo tale da avere un ingombro ridotto, questo però non a discapito delle perdite di carico lato acqua e lato fumi, che sono trascurabili.

L'utilizzo dell'economizzatore porta ad alcuni problemi. Si potrebbe, infatti, avere un raffreddamento dei fumi troppo elevato, che porterebbe alla condensa dell'acqua contenuta negli stessi. E' noto che la condensa dei fumi contenenti zolfo provoca formazione di acido solforico, particolarmente dannoso per le apparecchiature date le sue spiccate proprietà corrosive. Bisogna quindi, in fase di progettazione, fare in modo che il fumo in uscita abbia una temperatura inferiore a quella di condensazione dell'acqua. L'economizzatore è comunque costruito in materiale altamente resistente alla corrosione.

Capitolo 3

Dimensionamento di massima

In questo ultimo capitolo si esegue un dimensionamento di massima delle sole apparecchiature principali, molto utile per poter successivamente stimare le dimensioni dell'impianto e i costi di realizzazione e di esercizio.

3.1 Dimensionamento generatore di acqua surriscaldata

Come già detto il fluido vettore termico utilizzato è acqua surriscaldata. La pressione utilizzata è di 3,6 bar, alla quale corrisponde una temperatura di ebollizione di circa 140°C. Questa sarà dunque la massima temperatura che può raggiungere l'acqua surriscaldata nel nostro impianto, senza avere formazione di vapore. Per altre considerazioni sul fluido vettore termico si rimanda al paragrafo 1.3.1.

La caldaia, ovvero il generatore di acqua surriscaldata, viene acquistata da una ditta esterna, che fornirà anche il bruciatore nonché tutte le apparecchiature atte a garantire un buon funzionamento della stessa. Il calcolo di dimensionamento di questo apparecchio si riduce quindi ad una scelta da catalogo del tipo di caldaia, fatto sulla base delle caratteristiche di cui abbiamo bisogno.

Si sceglierà ovviamente tra le caldaie omologate per lavorare con acqua surriscaldata, e, tra queste, si deciderà di utilizzare una tra le apparecchiature che riescono ad operare a pressioni superiori a 3,6bar. Dopo questo primo vaglio la decisione dipende solamente dalla potenza di cui abbiamo bisogno. Come già calcolato (vedi §1.2) essa è superiore ai 3,1 milioni di chilocalorie all'ora per il solo essiccamento della pasta. A questo dato va aggiunto il calore necessario per riscaldare fino a 80°C l'acqua necessaria per l'impasto, che è trascurabile rispetto al precedente valore, in quanto esso è circa 195'000 kcal/h (per il calcolo preciso si manda al § 3.6). Si opta per l'utilizzo di due caldaie da 2'300 kW, che forniscono quindi una potenza totale di 4'600 kW, pari a circa 4'000'000 kcal/h.

Si noti che la potenza effettivamente installata è molto superiore rispetto alla potenza necessaria. Essa infatti è superiore di circa 800'000 kcal/h rispetto a quella necessaria. Questo sovradimensionamento si spiega con la necessità di fornire un impianto che possa essere sufficiente all'azienda anche qualora vengano aggiunte nuove linee di produzione, senza dover apportare modifiche pesanti alla centrale termica. Se si dovesse aggiungere una linea di produzione non

sarebbe dunque necessario aggiungere una nuova caldaia, operazione molto onerosa economicamente e complessa dal punto di vista impiantistico, ma sarebbe sufficiente aggiungere i collegamenti necessari. Questo surplus può permettere all'azienda di aumentare la produzione di pasta di circa 2'900 kg/h senza apportare modifiche significative alla centrale termica.

3.2 Dimensionamento camino della caldaia

La scelta corretta del camino richiederebbe di tener conto di un gran numero di fattori. Il calcolo risulterebbe così molto oneroso e tuttavia non molto utile, dato che le condizioni di esercizio della caldaia e quindi del camino variano nel tempo. Per un calcolo approssimativo sono presenti alcuni grafici con cui si può determinare il diametro del camino in base alla sua altezza e alla potenzialità del focolare, come si vede nella Figura 3.1.

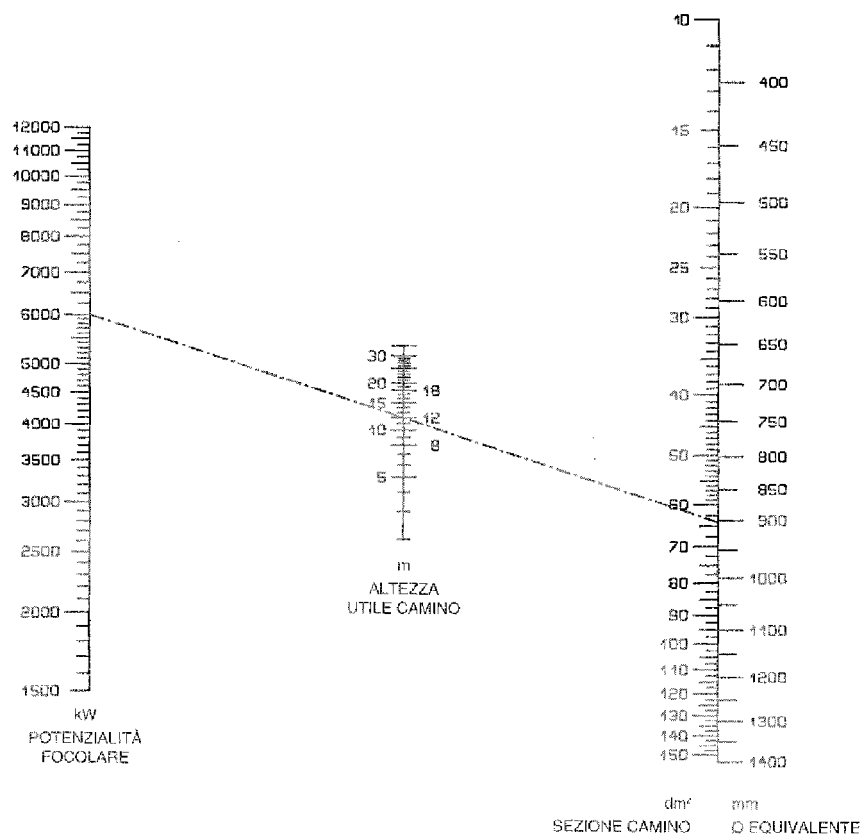


Figura 3.1. Nomogramma che permette di ricavare la sezione del camino della caldaia conoscendo la sua altezza e la potenzialità del focolare.

L'altezza del camino dipende dall'altezza dello stabilimento in cui verrà installata la caldaia. Infatti il camino deve superare di almeno un metro il colmo del tetto spiovente o di qualsiasi altra costruzione distante meno di 10 metri da esso.

Il grafico sopra considera un'altezza di 600 m sul livello del mare della località di installazione. In caso di altitudini diverse da questa si utilizza un grafico per correggere i dati ricavati dal diagramma precedente (Figura 3.2).

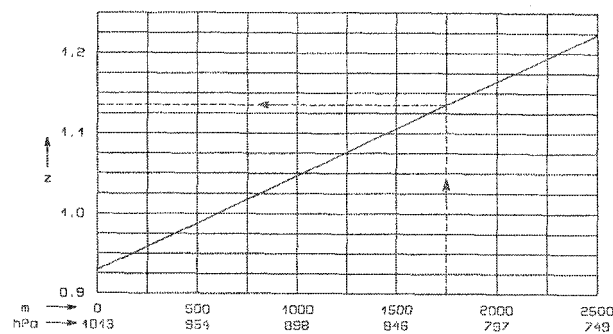


Figura 3.2. Grafico che permette di correggere i risultati in uscita dalla Figura 3.1 in caso di altezza diversa da 600 m sul livello del mare della località di installazione del camino.

Va ricordato che i dati ricavati dai due grafici valgono per camini in lamiera metallica, che sono i più utilizzati per ragioni di costo e di efficienza. Se dovessero essere presenti camini in muratura tali dati devono essere aumentati del 20%. Per questo tipo di camini è preferibile usare una sezione quadrata, rispetto alla sezione rettangolare, che se dovesse essere impiegata deve avere rapporto tra lato maggiore e lato minore pari a 1,5.

3.3 Dimensionamento gruppo pompe

I parametri fondamentali da prendere in considerazione per eseguire il dimensionamento di una pompa sono:

- La portata di fluido che essa dovrà spostare;
- La prevalenza che necessita per far arrivare il fluido a destinazione.

Prendiamo ora in considerazione la portata di fluido necessaria. Nel paragrafo 3.1 si è detto che verranno installate due caldaie, per una potenza termica globale di $4'000'000$ kcal/h. Questa è la potenza termica massima che la caldaia riesce a trasferire al fluido. Questa potenza termica trasferita al fluido è funzione della portata dello stesso e della differenza di temperatura tra ingresso

e uscita dell'acqua, secondo la nota formula:

$$P = \dot{Q} \cdot C_p \cdot (T_i - T_u) \quad , \quad (3.1)$$

dove:

- P [kcal/h] è la potenza termica fornita dalla caldaia al fluido;
- \dot{Q} [m³/h] è la portata di fluido;
- C_p [kcal/°C · m³] è il calore specifico dell'acqua a pressione costante. Esso viene utilizzato perché in buona approssimazione il processo di riscaldamento dell'acqua avviene appunto a pressione costante. Il calore specifico è funzione della temperatura. In prima approssimazione per questa progettazione di massima lo consideriamo costante, pari a 1'000 kcal/°C · m³;
- $T_i - T_u$ [°C] è la differenza tra la temperatura del fluido vettore termico in uscita dalla caldaia e quella in ingresso, e quindi approssimativamente tra la temperatura di ingresso e di uscita dell'impianto di essiccamento pasta. Questo valore dipende dalle caratteristiche dello scambiatore di calore presente nell'essiccatoio, e viene quindi fornito dal cliente. Il range di di $T_i - T_u$ a cui si può lavorare è tra i 10°C e i 15°C.

Avendo due temperature limite di esercizio attraverso la formula 3.1 si possono calcolare le due portate limite, che sono, 400 m³/h lavorando con ΔT 10°C, e 267 m³/h lavorando con ΔT 15°C.

Si sceglie di utilizzare dunque una batteria di tre pompe da 130 m³/h che lavorino in continuo. Come riportato in tabella il $T_i - T_u$ in questo caso è 10,3°C.

Tabella 3.1 Portata di fluido vettore termico e differenza di temperatura dello stesso tra ingresso ed uscita dello scambiatore di calore della camera di essiccazione in funzione del numero di pompe attive in quel momento.

N° pompe attive	Portata [m ³ /h]	$T_i - T_u$ [°C]
2	260	15,4
3	390	10,3

Nel caso in cui una delle tre pompe non dovesse funzionare, causa una rottura o per le necessarie manutenzioni da eseguire, ne resterebbero in funzione solamente due. In questo caso il valore $T_i - T_u$ sarebbe comunque accettabile, intorno a 15,4°C, permettendo così la continuità di funzionamento dell'impianto. In questo modo si tralasciare una pompa di riserva, a vantaggio della semplicità e dei costi d'impianto.

Passiamo ora alla prevalenza. Essa si ricava con la seguente relazione:

$$H = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + (h_2 - h_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \sum y = 0 \quad (3.2)$$

dove:

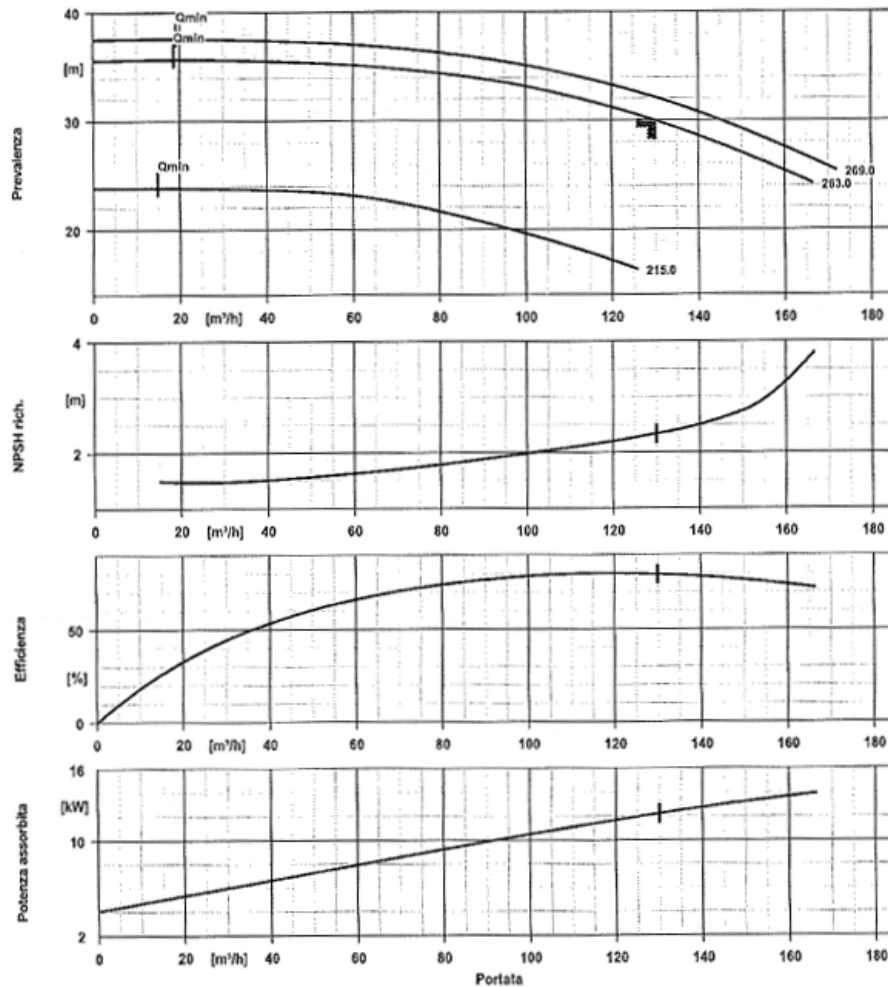
- H [m] rappresenta la prevalenza della pompa;
- $(u_2^2 - u_1^2)/2g$ [m] rappresenta la prevalenza cinetica, ovvero la prevalenza che la pompa deve fornire al liquido per contrastare la differenza di velocità presente tra sbocco e imbocco del condotto che si sta studiando. u_2 e u_1 sono infatti le velocità di imbocco e di sbocco del condotto che si sta studiando, mentre il termine g rappresenta l'accelerazione di gravità;
- $h_2 - h_1$ [m] rappresenta la prevalenza geometrica, ovvero la prevalenza che la pompa deve fornire al liquido per fargli superare la differenza di altezza tra lo sbocco e l'imbocco del condotto. h_1 e h_2 sono rappresentano infatti l'altezza del punto di imbocco e quello di sbocco del condotto;
- $(p_2 - p_1)/\rho g$ [m] rappresenta la prevalenza piezometrica, ovvero la prevalenza che la pompa deve fornire al liquido per permettergli di superare la differenza di pressione tra sbocco e imbocco. I termini p_1 e p_2 rappresentano infatti la pressione presente nel unto di imbocco e sbocco rispettivamente, mentre ρ rappresenta la densità del fluido.
- $\sum y$ [m] rappresenta le perdite d carico, sia quelle distribuite che quelle concentrate.

Dato che le pompe sono inserite in un circuito ad anello il punto di sbocco e quello di imbocco coincidono, ne deriva il fatto che la prevalenza piezometrica, quella cinetica e quella geometrica siano pari a zero. La prevalenza che la pompa dovrà fornire al fluido dipenderà quindi solamente dalle perdite di carico.

Il calcolo delle perdite di carico nell'anello risulta però molto complicato, perché bisognerebbe conoscere la tipologia di tubazioni utilizzate, i restringimenti, gli snodi, le valvole e tutte le apparecchiature. Il cliente non fornisce tutti i disegni e i dati che sarebbero utili per questo calcolo, che risulterebbe in qualsiasi caso oneroso e poco preciso. Per questo motivo le perdite di carico sono stimate, sulla base sia della stima fornita dal cliente riguardo al proprio impianto di essiccamento, che sulla base delle centrali termiche simili già vendute dall'azienda. In questo caso si stimano perdite di carico massime pari a 30 m.c.l..

Si sceglierà dunque una pompa la cui curva caratteristica passi per il punto di portata 130 m³/h e prevalenza di 30m.c.l., e che riesca a lavorare bene fino a circa 20m.c.l., nel caso che le perdite di carico dell'anello siano inferiori al valore massimo stimato. Nel caso in cui ciò avvenisse non si

avrebbero grossi problemi, infatti, avendo una prevalenza minore si ottiene una portata maggiore, che non influenza negativamente il funzionamento dell'impianto. E' fondamentale però che in tutto il tratto della curva che va da 30 m.c.l. e 20 m.c.l. si abbia un elevato rendimento.



Dati della curva

Velocità di rotazione	1759 rpm	Efficienza	79,7 %
Densità del liquido convogliato	917 kg/m ³	Potenza assorbita	12,22 kW
Viscosità	0,21 mm ² /s	NPSH required	2,34 m
Portata volumetrica	129,98 m ³ /h	Numero della curva	K1211.464/364
Portata richiesta	130,00 m ³ /h	Diametro della girante	263,0 mm
Prevalenza	29,99 m	Norma di accettazione	senza
Prevalenza richiesta	30,00 m		

Figura 3.3 Curve caratteristiche della pompa scelta

Nasce però un problema da questa sovrastima delle perdite di carico. Il motore accoppiato alla pompa è infatti progettato per lavorare alla massima prevalenza, lavorando a prevalenza minore si

rischia che la pompa vada fuori curva e che quindi si bruci. Per ovviare a questo problema si può chiudere parzialmente la valvola di mandata della pompa per aumentare le perdite di carico del circuito.

3.4 Dimensionamento vaso di espansione

Abbiamo visto al paragrafo 2.2.2 come il vaso di espansione sia un'apparecchiatura di fondamentale importanza per il funzionamento dell'impianto. E' necessario dunque prestare particolare attenzione al dimensionamento di questa apparecchiatura, che necessita inoltre un abbondante sovradimensionamento per essere sicuri della sua efficacia.

Per dimensionare correttamente il vaso di espansione si devono prendere in considerazione diversi fattori. Com'è stato già detto il suo scopo principale è quello di contenere l'aumento di volume dell'acqua che si ha nella fase di avviamento dell'impianto, quando essa passa dalla temperatura ambiente alla temperatura di esercizio. Risulta evidente che è di fondamentale importanza conoscere la quantità totale di acqua contenuta nell'impianto e la temperatura massima di esercizio dell'impianto. Altri parametri necessari per eseguire il dimensionamento sono la pressione idrostatica nel punto in cui il vaso sarà installato e la pressione massima assoluta di esercizio del vaso. Conoscendo tutti queste grandezze si può ricavare il volume utile del vaso, V_u , cioè il volume occupato dal gas, nel nostro caso aria, quando il liquido si trova al suo livello minimo, a freddo. Esso viene ricavato con la seguente formula;

$$V_u = \frac{e \cdot C}{1 - \frac{P_i(a)}{P_f(a)}} \quad (3.3)$$

dove;

- e [adim] è il coefficiente di espansione del liquido, il quale è funzione della temperatura massima di esercizio dell'impianto. Esso è ricavato dalla tabella 3.2, che è facilmente reperibile in molti manuali;
- C [l] rappresenta il volume di fluido vettore termico contenuto nell'impianto. Esso è la somma del volume di acqua contenuto nelle tubature e quello contenuto invece nelle due caldaie. Il volume dell'acqua in caldaia è ricavabile dalla scheda tecnica della stessa, e risulta essere 2400 l. Per quanto riguarda invece l'acqua contenuta nei tubi, sappiamo che ne verranno utilizzati circa 300 m di lunghezza, e con un diametro interno di 21,9 cm. In totale quindi il volume di acqua contenuto nei tubi sarà di circa $11'300 l$, che vengono approssimati a $12'000 l$.

- $P_i(a)$ [kg/cm^3] e' la pressione assoluta iniziale di pressurizzazione, da eseguire con aria, a freddo, e con il livello di liquido al minimo. Essa corrisponde alla pressione assoluta di saturazione corrispondente alla massima temperatura di esercizio e della pressione idrostatica nel punto in cui viene installato il vaso, aumentata di un valore di sicurezza di almeno il 10%. Abbiamo già visto come calcolare la pressione di saturazione al paragrafo 1.3.1.
- $P_f(a)$ [kg/cm^3] e' la pressione assoluta massima di esercizio, e corrisponde alla pressione di taratura della valvola di sicurezza.

Tabella 3.2 Riporta i valori del coefficiente di dilatazione in funzione della temperatura di esercizio dell'impianto.

$T_{\text{esercizio}} [^{\circ}C]$	100	110	120	130	140	150	160	170	180
"e" coefficiente di dilatazione [adim]	0,043	0,051	0,059	0,069	0,079	0,09	0,1	0,11	0,12

Ricaviamo così i dati riportati in Tabella 3.3 con i quali possiamo facilmente ricavare il volume utile del vaso di espansione. Risulta dunque $P_i(a) = (2,6 \text{ kg/cm}^2 + 0,7 \text{ kg/cm}^2) \cdot 1,1 + 1 = 4,63 \text{ kg/cm}^2$, $P_f(a) = 9 \text{ bar} \approx 9 \text{ kg/cm}^2$, $C = 12 \cdot 000 \text{ l} + 4 \cdot 800 \text{ l} = 16 \cdot 800 \text{ l}$.

Tabella 3.3 Riporta tutte le grandezze necessarie per il dimensionamento del vaso di espansione ed i loro valori.

Temperatura di esercizio	140°C
Pressione di saturazione (assoluta)	3,6 kg/cm^3
Coefficiente di dilatazione e	0,08
Volume acqua nei tubi	12'000 l
Volume acqua nella caldaia	4'800 l
Pressione massima di esercizio (assoluta)	9 bar
Pressione statica di impianto (assoluta)	1,7 kg/cm^3

Dalla Formula 3.3 si calcola $V_u = 2 \cdot 733 \text{ l}$. E' necessario sovradimensionare abbondantemente questo dato per il fatto che si tratta di un volume utile, che quindi non tiene conto del livello di liquido minimo, e che comunque il vaso di espansione non può trovarsi mai in condizione di

completo riempimento di liquido, ma che sarà sempre presente una elevata dose di aria. Per questi motivi si sceglie un vaso di espansione di $6 \cdot 0001$ di volume.

3.5 Dimensionamento fase pretrattamento acqua

In questo capitolo si prendono vengono illustrate le metodologie adottate per dimensionare le apparecchiature atte a migliorare le caratteristiche chimiche, fisiche e microbiologiche dell'acqua in ingresso impianto, onde evitare danni alle altre apparecchiature d'impianto (vedi § 2.2.3).

3.5.1 Filtri

La dimensione massima di particelle solide che può finire in caldaia viene indicata dal produttore di tale apparecchiatura. In questo caso la caldaia può lavorare con particelle di dimensioni fino a 90 micron, questo garantisce che non ci siano accumuli considerevoli di solidi all'interno della stessa. Si scelgono due filtri da utilizzare in serie, il primo da 150 micron, il secondo da 90 micron, così da ridurre i tempi di pulizia rispetto all'utilizzo di un solo filtro. Dato che si tratta di acqua potabile si presume che non contenga elevate quantità di solidi e che quindi i filtri si sporcheranno molto lentamente. Si opta quindi per l'utilizzo di filtri a pulizia manuale, autopulenti, molto più economici sia per quanto concerne i costi d'impianto che riguardo ai costi di gestione.

3.5.2 Addolcitore

Lo scopo dell'addolcitore è quello di ridurre la durezza dell'acqua, eliminando dunque ioni calcio e magnesio. Si sceglie di utilizzare un addolcitore del tipo a scambio ionico, in quanto molto efficace. La resina scelta dovrà essere cationica forte, la quale è in grado di sostituire gli ioni calcio e magnesio con ioni sodio, che in acqua formano composti solubili anche ad alte temperature.

Ovviamente la scelta della resina e delle dimensioni dell'addolcitore vengono fatte sulla base delle caratteristiche dell'acqua da trattare, in particolare la portata e la durezza stessa. In questo caso si devono trattare 4 m^3 di acqua con una durezza di 25°F , ovvero contenenti 250 ppm di CaCO_3 per ogni litro. La resina che si ha a disposizione ha una capacità di scambio ionico di $5 \text{ m}^3 \text{ }^\circ\text{F}/\text{l}$, il che significa, fatte le opportune conversioni, che un litro di resina riesce ad abbattere 50g di CaCO_3 per metro cubo di resina. Il produttore della resina raccomanda inoltre che la si lasci rigenerare per 8h, in modo da essere sicuri che riacquisti appieno la sua capacità di scambio ionico. Dato che la quantità di acqua da trattare è abbastanza bassa si decide di lavorare con solamente due colonne in parallelo. Questo comporta che il tempo di rigenerazione di 8h per una colonna sarà il tempo di

lavoro dell'altra colonna. Essendo la portata in ingresso $4 \text{ m}^3/\text{h}$ l'addolcitore sarà in grado di trattare $4 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 8 \text{ h} = 32 \text{ m}^3 = 32 \cdot 000 \text{ l}$ di acqua ogni ciclo. La quantità di carbonato di calcio da abbattere è dunque pari al prodotto tra quantità di acqua trattata e la concentrazione di CaCO_3 , cioè $32 \cdot 000 \text{ l} \cdot (250 \text{ mg}_{(\text{CaCO}_3)}/\text{l}) = 8 \cdot 10^6 \text{ mg}_{(\text{CaCO}_3)} = 8 \cdot 000 \text{ g}_{(\text{CaCO}_3)}$ per ogni ciclo. Per calcolare la quantità di resina necessaria basta dividere la quantità di CaCO_3 da abbattere, cioè $8 \cdot 000 \text{ g}$, per la capacità di scambio della resina, cioè 50 g CaCO_3 ogni litro di resina. Si ottiene dunque 160 litri di resina necessari. Per essere sicuri del perfetto funzionamento dell'addolcitore si inserirà una quantità maggiore di resina, cioè circa 160 l.

Le dimensioni dell'addolcitore vengono invece scelte in base alla velocità di flusso dell'acqua nella resina. Il produttore di resine consiglia una velocità di flusso compresa tra 5 m/h e 50 m/h . Prendiamo in considerazione una velocità media tra le due, cioè $27,5 \text{ m/h}$, in modo tale da non avere problemi se la portata di acqua dovesse fluttuare nella fase di esercizio. Dato che la nostra portata è $4 \text{ m}^3/\text{h}$ l'area retta di flusso del serbatoio sarà $4 \text{ m}^3/\text{h} / 27,5 \text{ m/h} = 0,15 \text{ m}^2$. Il diametro del serbatoio sarà dunque $0,437 \text{ m} = 437 \text{ mm}$. L'altezza dovrà essere invece di $1,1 \text{ m}$. Ovviamente il serbatoio dovrà essere scelto tra una serie di serbatoi standard a catalogo, e quindi non si riuscirà mai a trovare un serbatoio esattamente delle dimensioni calcolate, ma si dovrà sceglierne uno leggermente più grande.

Il fornitore della resina indica che per rigenerare ogni litro di resina c'è bisogno di $0,150 \text{ kg}$ di sale. Nell'impianto si avrà dunque bisogno di $160 \text{ l} \cdot 0,150 \text{ Kg/l} = 24 \text{ Kg}$ di sale per ogni rigenerazione e quindi, dato che si hanno tre rigenerazioni al giorno, 72 kg al giorno.

3.5.3 Deatterizzatore

Come visto nel paragrafo 1.3.3 il deatterizzatore è necessario in quanto parte dell'acqua trattata dall'impianto viene utilizzata per produrre pasta. Quest'acqua deve quindi essere priva di batteri che potrebbero essere dannosi per il consumatore finale.

La scelta del tipo di deatterizzatore ricade sul tipo UV per vari motivi, primo tra tutti il fatto che con questo tipo di apparecchio non si aggiunge all'acqua alcun tipo di sostanza chimica in quanto si lavora con radiazione elettromagnetica che colpisce direttamente il DNA dei batteri e dei virus. In genere il condizionamento chimico rilascia nell'acqua sostanze che possono essere potenzialmente dannose per l'organismo umano, o comunque sostanze che non sono ancora state considerate completamente innocue. Inoltre, sempre a differenza del condizionamento chimico, i batteri non sviluppano resistenza ai raggi UV. Il sistema deatterizzatore a UV inoltre è economico e di semplice gestione. Il dimensionamento di tale apparecchiatura viene fatta in base alla portata di acqua che si deve trattare. In questo caso la portata di acqua da trattare è 3500 l/h , si sceglie dunque da catalogo un deatterizzatore da 5000 l/h , il che significa che il produttore assicura che

l'apparecchio è in grado di eliminare la totalità dei batteri fino a portate di appunto 5000l/h. Per portate inferiori si avrà una velocità del fluido minore all'interno della camera di disinfezione, e quindi un tempo di irraggiamento da UV maggiore, quindi un'efficacia maggiore nell'eliminazione dei batteri.

3.6 Dimensionamento bollitore

Come già visto nel §1.1 il cliente richiede che l'impianto fornisca una portata di 3000 l/h di acqua calda per produrre l'impasto. Quest'acqua sarà utilizzata per produrre l'impasto, dovrà essere preventivamente filtrata, addolcita e trattata con UV per eliminare i batteri (vedi §1.3.3).

Si devono quindi riscaldare 3000 l/h di acqua da una temperatura di 15°C, relativa all'acqua in ingresso, ad una temperatura di 80°C. Con questi dati si può ricavare la potenza termica necessaria:

$$P = \dot{Q} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad , \quad (3.4)$$

dove:

- P [kcal/h] è la potenza da fornire all'acqua fredda pretrattata.
- \dot{Q} [m³/h] è la portata di acqua fredda che si deve riscaldare, in questo caso vale 3m³/h .
- C_p [kcal/°C·m³] è il calore specifico dell'acqua. Noi lo consideriamo costante, semplificando molto la trattazione, e vale 1000.
- ΔT [°C] è la differenza di temperatura tra uscita ed entrata dell'acqua da riscaldare, e vale 80°C-15°C = 65°C.

Si può quindi facilmente calcolare la potenza termica necessaria, che vale 195'000 kcal/h .

Come fluido caldo si utilizza l'acqua calda surriscaldata in uscita dalla caldaia. Come già accennato la caldaia era stata abbondantemente sovradimensionata anche per far fronte appunto al fatto che parte della potenza fornita all'acqua viene usata nel bollitore.

Verifichiamo ora che la caldaia sia stata sovradimensionata abbastanza. La potenza necessaria per l'essiccamento della pasta è 3'118'500 kcal/h , mentre quella fornita dalla caldaia è 4'000'000 kcal/h , si hanno quindi 881500kcal/h 881'500 kcal/h di scarto, che sono più che sufficienti a coprire il fabbisogno di potenza del bollitore, cioè 195'000 kcal/h .

La potenza termica necessaria per scaldare l'acqua è utile per calcolare l'area di scambio termico del bollitore, secondo la nota formula della trasmissione del calore:

$$P = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad . \quad (3.5)$$

Dove:

- U [$kcal/m^2 \cdot ^\circ C \cdot h$] è il coefficiente globale di scambio termico, che dipende dal meccanismo di scambio termico, che in questo caso è conduttivo, e dalla geometria del sistema, oltre che dal materiale di cui è costituita la superficie di scambio. Questo dato viene fornito dalla ditta che fornisce il bollitore, in questo caso vale $500 \text{ kcal}/m^2 \cdot ^\circ C \cdot h$.
- A [m^2] è appunto l'area di scambio termico.
- ΔT_{ml} [$^\circ C$] è la differenza di temperatura media logaritmica. In questo caso la situazione è particolare, in quanto non si hanno delle temperature ben definite infatti il serpentino, all'interno del quale scorre il fluido caldo, è immerso in un serbatoio nel quale entra acqua a $15^\circ C$ ed esce a $80^\circ C$. La temperatura del fluido freddo non è quindi ben definita. Al posto di utilizzare il classico ΔT_{ml} si utilizza la differenza tra le temperature medie del fluido freddo e di quello caldo. Si avrà dunque $T_{\text{media fluido freddo}} = (80^\circ C + 15^\circ C)/2 = 47,5^\circ C$, mentre il fluido caldo entra a $140^\circ C$ e si suppone esca a $135^\circ C$, dunque $T_{\text{media fluido caldo}} = 137,5^\circ C$. La differenza di temperatura media tra fluido caldo e freddo sarà quindi $\Delta T_{ml} = 90^\circ C$.

L'area del serpentino, calcolata con la Formula 3.5, sarà dunque $4,33 \text{ m}^2$. Dato che il calcolo del ΔT_{ml} non è stato svolto in modo preciso si prevederà un serpentino con area maggiore di quella calcolata, in modo tale da essere sicuri che sia sufficiente per svolgere il compito.

Si sceglie un serbatoio che garantisca un polmone di almeno un'ora, quindi il volume minimo del serbatoio dovrà essere di 3000 l . Nella progettazione di processo bisognerà vedere se un serbatoio da 3 m^3 è sufficiente o se è necessario un serbatoio più grande per contenere un serpentino da $4,33 \text{ m}^2$.

Conclusioni

In questa tesi sono state presentate le fasi iniziali della progettazione di un impianto industriale, in particolare di una centrale termica. In questo caso si è studiata una centrale termica destinata ad un pastificio, ma i passaggi logici utilizzati possono essere estesi a qualsiasi altro tipo di impianto. Si è partiti con il definire gli obiettivi di produzione che si volevano raggiungere, nel nostro caso la produzione di una certa quantità di acqua calda necessaria per produrre la pasta e una certa quantità di calore necessaria per essicarla. Si è passati successivamente alla raccolta dei dati di processo, che ha preceduto una valutazione sulle possibili alternative progettuali. Per finire è stato eseguito un dimensionamento di massima delle apparecchiature principali dell'impianto.

L'obiettivo della tesi non è quindi la progettazione di processo di un impianto, quanto la trattazione di tutte le fasi preliminari, che vanno appunto dalla ricerca di tutte le scelte tecnologiche che possono assolvere il compito richiesto, alla progettazione di massima dell'impianto scelto.

Fase successiva alla progettazione di massima è la valutazione preliminare dei costi d'impianto e di esercizio, che porta alla verifica che l'impianto scelto sia effettivamente il migliore dal punto di vista economico e tecnologico rispetto agli altri che erano stati scartati in precedenza. Una volta verificato questo fatto si può procedere con la progettazione di processo, e quindi esecutiva. Ultima fase di tutto questo processo è la valutazione economica di dettaglio e quindi l'inizio dei lavori per eseguire l'impianto.

Nomenclatura

q	=	Potenza termica scambiata $[kcal/h]$
U	=	Coefficiente globale di scambio termico $[kcal/h \cdot m^2 \cdot ^\circ C]$
A	=	Area di scambio termico $[m^2]$
ΔT	=	Differenza di temperatura tra fluido caldo e fluido freddo $[^\circ C]$
ΔT_{ml}	=	Differenza di temperatura media logaritmica $[^\circ C]$
$h_{liq.sat}$	=	Entalpia specifica o contenuto termico del liquido saturo $[kcal/kg]$
$h_{vap.sat}$	=	Entalpia specifica o contenuto termico del vapore saturo $[kcal/kg]$
λ_{vap}	=	Calore latente specifico di vaporizzazione $[kcal/kg]$
P	=	Potenza termica fornita dalla caldaia al fluido $[kcal/h]$
\dot{Q}	=	Portata di fluido vettore termico $[m^3/h]$
C_p	=	calore specifico a pressione costante $[kcal/^\circ C \cdot m^3]$
T_i	=	Temperature del fluido vettore termico in ingresso alla caldaia $[^\circ C]$
T_u	=	Temperature del fluido vettore termico in uscita alla caldaia $[^\circ C]$
H	=	Prevalenza della pompa $[m]$
u_i	=	Velocità del fluido alla sezione i $[m/s]$
g	=	Accelerazione di gravità $[m/s^2]$
h_i	=	Altezza geometrica della sezione i $[m]$
p_i	=	Pressione alla sezione i $[Pa]$
ρ	=	Densità del fluido $[kg/m^3]$
$\sum y$	=	Perdite di carico $[m]$
V_u	=	Volume utile del vaso di espansione $[l]$
e	=	Coefficiente di espansione del liquido $[adim]$
C	=	Volume di fluido vettore termico contenuto nell'impianto $[l]$
$P_i(a)$	=	Pressione assoluta iniziale di pressurizzazione dell'impianto $[kg/cm^3]$
$P_f(a)$	=	Pressione assoluta massima di esercizio dell'impianto $[kg/cm^3]$

Riferimenti bibliografici

- Andreini P. , Pierini F. (1995). *La conduzione dei generatori di vapore*, Hoepli, Milano.
- Cavallini Alberto, Mattarolo Lino (1988). *Termodinamica applicata*, Cleup editore, Padova.
- Agamennone G., Zanchi C. (1956). *Le acque per le caldaie*, Ulrico Hoepli, Milano.
- Robert H. Perry, Don W. Green (2008). *Perry's chemical engineers' handbook* (8th ed.). Mc Graw Hill, New York.
- Autori vari (1979). *Corso di istruzione sugli impianti a vapore*. Junker, Milano.
- Sinnot Ray, Towler Gavin (2009). *Chemical engineering design* (5th ed.). Butterworth-Heinemann, Oxford.

Siti web

<http://www.mecmarine.it/> (ultimo accesso: 13/12/2010)

Ringraziamenti

Questa Tesi è frutto del lavoro lavoro svolto durante il tirocinio tirocinio di 300 ore presso l'azienda F.I.C.I.T. Srl. Un ringraziamento va ai dirigenti e ai dipendenti dell'azienda che mi hanno seguito ed aiutato, permettendomi di svolgere tale attività in modo sereno ed efficace. Un particolare ringraziamento al mio correlatore Nicola Veggo che mi ha dato l'opportunità di svolgere il tirocinio in azienda. Un grazie anche al mio relatore ing Paolo Canu per la disponibilità mostrata.

Un grande ringraziamento va ai miei genitori e alla mia famiglia che mi hanno dato l'opportunità di studiare e di arrivare fin qui, aiutandomi sempre. Un grazie ad Anna, che mi ha sempre seguito e sostenuto, e senza la quale probabilmente ora non sarei qui. Per finire un grazie ai miei amici e compagni di corso, che mi hanno permesso di passare piacevoli giornate a Padova nonostante le notevoli difficoltà incontrate.