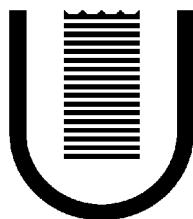


**UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI ROMA
TOR VERGATA**

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA CIVILE



FACOLTA' DI INGEGNERIA

**DOTTORATO DI RICERCA IN INGEGNERIA AMBIENTALE
XXI CICLO**

**MODELLAZIONE DEI PROCESSI DI
INCENERIMENTO DEI RIFIUTI SOLIDI**

TUTOR

PROF. ING. FRANCESCO LOMBARDI

PROF. ING. STEFANO CORDINER

CANDIDATO

DOTT. ING. EMANUELE LATEGANO

COORDINATORE

PROF. ING. RENATO GAVASCI

ANNO ACCADEMICO 2008/2009

Sommario

1	OBIETTIVI E SCOPO DELLA RICERCA	6
2	GESTIONE INTEGRATA DEI RIFIUTI.....	8
2.1	FILIERA DEI RIFIUTI.....	14
3	LA COMBUSTIONE DEI RIFIUTI	24
3.1	INTRODUZIONE	24
3.2	PROCESSI TERMICI DI TRASFORMAZIONE DELLA MATERIA	24
3.2.1	Combustione	24
3.2.2	Combustione in fase omogenea	26
3.2.3	Combustione in fase eterogenea	27
3.3	ALTRE FORME DI TERMODISTRUZIONE	30
3.3.1	Generalità	30
3.3.2	Pirolisi	31
3.3.3	Gassificazione	40
3.4	COMBUSTIBILI SOLIDI.....	43
3.5	CARATTERIZZAZIONE E POTENZIALE ENERGETICO DEI RIFIUTI.....	45
3.5.1	Composizione elementare.....	47
3.6	TRATTAMENTI TERMICI, TEMPI CARATTERISTICI E DIMENSIONI	50
3.7	SCHEMATIZZAZIONE DELLA COMBUSTIONE	53
3.7.1	Essiccamento.....	53
3.7.2	Volatilizzazione.....	55
3.7.3	Combustione del char.....	58
3.7.4	Formazione di cenere.....	60
4	IMPIANTI DI TERMOVALORIZZAZIONE.....	61
4.1	FORNI A GRIGLIA.....	65
4.1.1	Impianti di combustione con forni a griglia	65
4.1.2	La griglia	71
4.1.3	Camera di combustione e post-combustione	72
4.2	IMPIANTI DI COMBUSTIONE A LETTO FLUIDO	76
4.2.1	Letto fluido bollente (BFB)	77
4.2.2	Letto fluido ricircolante.....	78
4.3	IMPIANTI DI COMBUSTIONE A TAMBURO ROTANTE.....	81
4.3.1	Generalità	81
4.3.2	Caratteristiche principali del tamburo rotante	82

4.3.3	Costituzione del forno	85
4.4	CONFRONTO TRA LE TECNOLOGIE	88
5	IMPIANTO DI RIFERIMENTO A TAMBURO ROTANTE	91
5.1	DESCRIZIONE GENERALE	91
5.2	LE LINEE DI TERMODISTRUZIONE E IL SISTEMA DI RECUPERO ENERGETICO.....	94
5.3	IL TRATTAMENTO DEI FUMI E L' ABBATTIMENTO DEGLI INQUINANTI	99
5.4	IL SISTEMA DI ANALISI DEI FUMI.....	102
6	LA MODELLAZIONE DEL PROCESSO DI INCENERIMENTO	106
6.1	MODELLO DIMENSIONALE	109
6.1.1	Considerazioni generali.....	109
6.1.2	Suddivisione in comparti	114
6.1.2.1	Comparto solido.....	116
6.1.2.2	Umidità	118
6.1.2.3	Comparto gassoso.....	119
6.2	SVILUPPO DELLO SCHEMA DELLA COMBUSTIONE	121
6.2.1	Essiccamento.....	121
6.2.2	Decomposizione termica del char e della sostanza volatile	122
6.2.3	Combustione del char.....	123
6.2.4	Combustione della sostanza volatile.....	127
6.2.5	Combustione de CO	128
6.3	FLUSSI DI MATERIA.....	129
6.4	MECCANISMI DI TRASMISSIONE DEL CALORE.....	131
6.4.1	Dispersioni termiche	131
6.4.2	Convezione	132
6.4.3	Irraggiamento.....	134
6.4.3.1	Comportamento dei corpi come emettitori di energia radiante.....	138
6.4.3.2	Comportamento dei corpi come ricevitori di energia radiante.....	141
6.4.3.3	Leggi di emissione del corpo nero	144
6.4.3.4	Corpi grigi e corpi selettivi	148
6.4.3.5	Scambi di calore per irraggiamento	148
6.4.3.6	Trasmissione del calore fra due corpi quando l'energia radiante incide per intero sugli stessi	151
6.4.3.7	Trasmissione del calore fra due corpi grigi disposti in posizione arbitraria.....	152
6.5	MODELLI PER LO SCAMBIO DI CALORE PER IRRAGGIAMENTO.....	158
6.5.1	Modello trasversale per l'irraggiamento	158
6.5.1.1	Scambio tra fase gassosa e pareti.....	159

6.5.1.2	Scambio tra fase solida e pareti	159
6.5.1.3	Scambio tra fase gassosa e fase solida	162
6.5.2	Modello longitudinale per l'irraggiamento.....	165
6.5.2.1	Scambio tra comparti gassosi.....	166
6.5.2.2	Scambio tra comparto gassoso e comparto solido.....	170
6.6	SCAMBIO ENERGETICO	171
6.7	APPLICAZIONE DEL MODELLO.....	173
6.7.1.1	Bilanci di materia.....	178
6.7.1.2	Bilancio termico per il comparto solido	179
6.7.1.3	Bilancio termico per il comparto gassoso	183
6.7.2	Modalità di risoluzione dell'intero sistema.....	185
7	SIMULAZIONE APPLICATA ALL'IMPIANTO DI RIFERIMENTO.....	188
7.1	DATI DI INPUT	188
7.1.1	Caratterizzazione rifiuto in ingresso	188
7.1.2	Ipotesi semplificative	193
7.1.3	Determinazione costanti cinetiche.....	194
7.1.4	Geometria e materiali della camera di combustione	195
7.2	RISULTATI DEL MODELLO	196
7.3	CONFRONTO CON DATI SPERIMENTALI	201
7.4	APPLICAZIONI DEL MODELLO.....	211
7.4.1	Variazione della portata di rifiuto.....	211
7.4.2	Variazione dell'eccesso d'aria.....	213
7.4.3	Variazione delle caratteristiche dei materiali.....	215
8	CONCLUSIONI	219
9	BIBLIOGRAFIA	221
	APPENDICE	224

Alla mia piccola Eli e a
qualcuno in arrivo...

1 Obiettivi e scopo della ricerca

L'attività di ricerca sviluppata all'interno del ciclo di dottorato ha avuto come obiettivo quello di investigare le criticità e le varie fasi del ciclo della gestione integrata dei rifiuti con riferimenti specifici alle attività di selezione e di incenerimento dei rifiuti solidi.

Nello specifico per quanto riguarda la combustione dei rifiuti solidi l'obiettivo della ricerca è stato quello creare un modello che simulasse la combustione all'interno della camera di combustione di un inceneritore di rifiuti speciali ospedalieri che utilizza la tecnologia della camera di combustione a tamburo rotante.

Lo scopo di questa ricerca è stato quello di realizzare un modello che simulasse la combustione e che potesse essere utilizzato nelle varie fasi della vita utile dell'impianto; questo strumento potrebbe infatti essere di ausilio, in fase di progettazione, come mezzo per il dimensionamento delle principali grandezze della camera di combustione, mentre in fase di gestione il suo utilizzo potrebbe essere di supporto alla conduzione dell'impianto ipotizzando diversi scenari operativi rispetto al regolare funzionamento oppure potrebbe essere utilizzato come mezzo di supporto per le modifiche costruttive da apportare all'interno della camera di combustione (cambio caratteristiche e spessori materiale refrattario ed isolante).

Oltre a quanto elencato in precedenza l'originalità di questa ricerca è costituita dal tipo di camera di combustione e di rifiuti trattati; non sono infatti presenti riferimenti in letteratura di modelli che simulino la combustione di questo flusso di rifiuto in una camera di combustione a tamburo rotante, applicazioni simili hanno avuto per oggetto la studio di particolari classi di combustibili quali ad esempio le gomme usate degli autoveicoli (Ndiaye *et al*, 2008)

Il modello è stato quindi realizzato prendendo come riferimento l'impianto di incenerimento di rifiuti speciali ospedalieri di proprietà della società AMA SpA di Ponte Malnome, impianto di cui si sono riportate le varie caratteristiche geometriche e dei materiali nei seguenti paragrafi e al quale fanno riferimento tutte le elaborazioni mostrate nelle prossime pagine.

Prima di parlare del modello di simulazione (capitolo 6) sono stati fatti alcuni accenni al ciclo della gestione integrata dei rifiuti (capitolo 2), ai processi di combustione dei rifiuti (capitolo 3) e alla diverse tecnologie disponibili (capitolo 4).

Nella parte applicativa è stato descritto sommariamente l'impianto di Ponte Malnome (capitolo 5), sono state mostrati i risultati ottenuti dal modello e le varie elaborazioni effettuate al variare delle condizioni al contorno (capitolo 7); sono state infine elaborate le conclusioni delle triennio di ricerca di dottorato in Ingegneria Ambientale (capitolo 8).

In appendice è stato riportato inoltre l'elenco delle pubblicazioni effettuate su riviste nazionali e internazionali oltre ai lavori presentati a convegni scientifici di settore con rilevanza nazionale e internazionale nel corso del triennio di dottorato.

2 Gestione integrata dei rifiuti

I rifiuti hanno da sempre accompagnato le attività umane nel loro sviluppo, ma quasi mai hanno costituito un problema nei tempi passati; la loro gestione, infatti, si è spesso risolta nel confinamento degli stessi al di fuori del comprensorio di pertinenza del sistema umano, utilizzando porzioni di territorio via via più vaste alle quali affidare la ricezione degli scarti. Nello storico allargarsi del dominio dell'uomo sulla natura, il problema dell'allocazione dei rifiuti poteva essere risolto semplicemente dilatando la linea di confine tra il volume di controllo dell'uomo e l'ambiente esterno, in cui accumulare i prodotti non più utili e non desiderati. Tale modo di agire, in verità alquanto indiscriminato, si è perpetuato a lungo, fino ai nostri giorni.

La crescente e rapida diffusione di un sviluppo planetario che coinvolge l'umanità nella sua (quasi) interezza da mezzo secolo a questa parte, e l'inarrestabile cavalcata di un'unificazione globale delle esigenze e delle richieste di benessere, infatti, comportano che sempre meno comunità di uomini accettino di abitare la parte di ambiente recettore di scarti.

D'altra parte va considerato che, parallelamente alla crescita dei consumi e dell'utilizzo delle risorse, si è progressivamente sviluppata, nel sentire comune, una maggiore attenzione verso l'ambiente e verso l'incidenza delle attività antropiche sugli equilibri naturali del pianeta. Tale rinnovata sensibilità ambientale coincide con lo sgomento derivante dai primi sintomi planetari conseguenti un uso non cosciente delle risorse naturali (che si manifestano in maniera sempre più evidente), e si traduce nella richiesta di uno sviluppo non più indiscriminato, ma rispettoso il più possibile dell'ambiente, ai fini di tutelarne l'integrità e di minimizzare il nocimento legato alle varie attività umane, eliminando il rischio del verificarsi di danni irreversibili.

Si avverte, dunque, finalmente, la necessità di una visione globale e oculata delle risorse utilizzate, che ne segua gli effetti fino alla destinazione finale delle risorse utilizzate, avendo cura di tutti i possibili impatti che esse possono avere sull'ecosistema circostante, nella consapevolezza che essi prima o poi si ripercuotono, inevitabilmente, sulla condizione dell'uomo che lo abita.

Se l'ambiente recettore di scarti è ora dentro al sistema - uomo, allora significa che la gestione del rifiuto non può più avvenire in maniera sconsiderata, demandando la risoluzione del problema altrove, in uno spazio non di pertinenza e a cui non si è interessati, ma deve rappresentare una delle esigenze primarie a cui le diverse comunità devono fra fronte, al fine di assicurare il benessere e lo sviluppo degli individui che le compongono, dal momento che essa dispiega i propri effetti nell'ambito stesso della comunità. Si pone, dunque, finalmente in evidenza lo stretto legame tra rifiuti e degrado ambientale, ed emergono con forza le problematiche volte ad individuare obiettivi e strumenti per migliorarne la gestione, affinché sia garantita la tutela dell'ambiente e della salute pubblica.

La questione rifiuti diventa quindi un vero e proprio nodo centrale (spesso di non facile soluzione) che richiede sforzi ed estrema cura da parte degli amministratori, non solo per evitare disagi all'ambiente in senso lato (di per sé lodevole intenzione) ma anche e soprattutto per minimizzare i rischi e i disagi alla condizione umana, che in quell'ambiente vive e si sviluppa. Non a caso anche il legislatore italiano, nella sezione dedicata alla gestione dei rifiuti dell'ultimo testo normativo in materia ambientale (il D Lgs 152 del 3 aprile 2006), chiarisce subito come la gestione dei rifiuti costituisca "attività di pubblico interesse" (Parte IV, art.178), a cui pertanto spettano le caratteristiche di urgenza e indifferibilità, al pari degli altri servizi (idrico, elettrico, fognario) che devono essere garantiti al cittadino in maniera puntuale e necessaria.

Non a caso, inoltre, il servizio di igiene urbana fa parte di quegli oneri di urbanizzazione che devono essere assunti ai fini del rilascio dell'autorizzazione per la lottizzazione di terreni a scopo edilizio, ai sensi dell'art. 28 della Legge 1150/42 (cd legge urbanistica) e ss. mm. Il settore dei servizi di igiene urbana presenta, pertanto, le caratteristiche di bene pubblico, sociale così come definito dal codice civile e ambientale, di cui devono essere regolate le modalità e le strategie messe in atto per raggiungere, allo stesso tempo, gli obiettivi di tutela della salute pubblica e di compatibilità e sostenibilità ambientale.

D'altro canto, in verità, la gestione dei rifiuti rischia spesso di trasformarsi in una questione affatto facile da affrontare. I punti spinosi ad essa legati coinvolgono tanto aspetti quantitativi, nelle volumetrie di rifiuto da trattare, quanto aspetti qualitativi, nelle tipologie di rifiuti e nei diversi approcci per il loro trattamento. Entrambi gli aspetti

sono riconducibili, evidentemente, alla crescita economica a livello globale e al conseguente aumento dei consumi, tanto in termini di materia quanto di energia: è facile immaginare, infatti, come tanto più intense e diversificate sono le attività produttive, tanto maggiore e variegato è il quantitativo di rifiuti generati, secondo le considerazioni in precedenza riportate. Parallelamente all'aumento della ricchezza, del reddito disponibile dei consumatori, e degli standard di vita, sempre più elevati, la produzione di rifiuti è destinata a crescere nel tempo (

Figura 2.1).

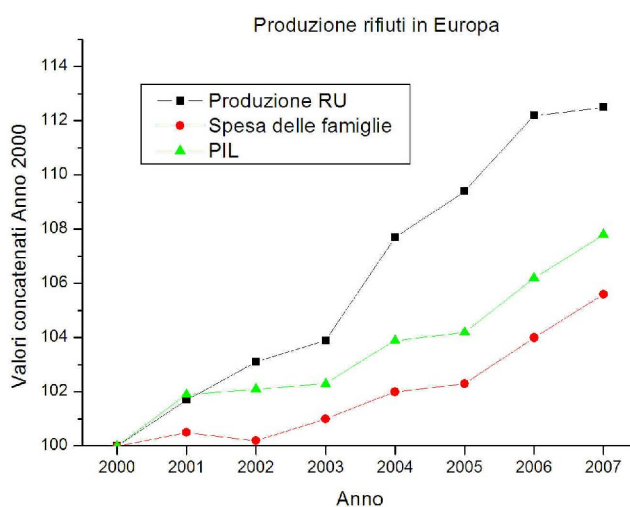


Figura 2.1: Produzione dei rifiuti in Europa e dati socioeconomici

Dal momento che l'ambiente, come per le altre forme di alterazione degli equilibri naturali, dispone di una sua capacità portante limitata nel tempo e nelle quantità, è chiaro che la questione rifiuti si propone come un tipico problema di saturazione, ossia del raggiungimento di una certa soglia di criticità, il cui superamento decreta l'impossibilità di ulteriori immissioni. A ben vedere, purtroppo, la situazione attuale non è lontana dal raggiungimento di tale limite.

Tra le attività che maggiormente contribuiscono alla produzione di rifiuti si segnalano le industrie (soprattutto quella manifatturiera), il settore delle costruzioni e quello minerario, infine il contesto urbano e domestico. Tale produzione si inserisce in un *trend* di crescita registrato soprattutto a partire dagli anni '90 (incremento del 10% solo negli anni dal 1990 al 1995) destinato ad aumentare ulteriormente, parallelamente alla crescita del reddito, fino ad un incremento del 45% previsto attorno all'anno 2020.

Il 15% dei rifiuti complessivamente prodotto sul territorio europeo è costituito dai rifiuti urbani. Per tale flusso si registra una progressiva crescita a partire dal 1995, con una produzione che è passata dai 476 a 507 kg/abitante nel 2006, con un tasso di incremento del 6,5% (Ispira, 2008) (Figura 2.2).

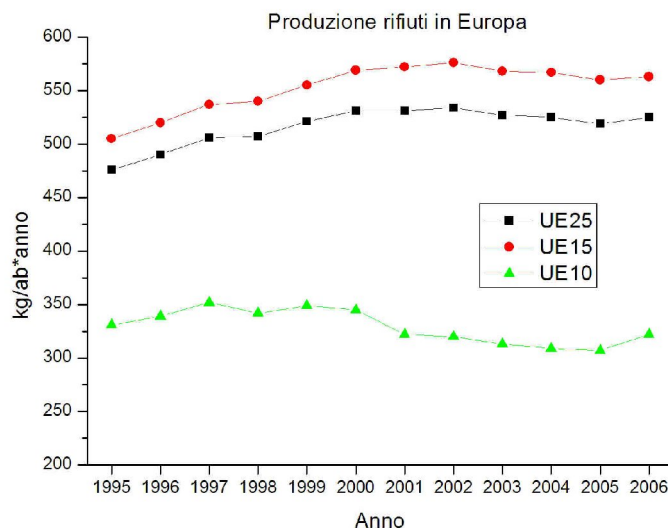


Figura 2.2: Produzione rifiuti pro-capite in Europa

Tra i Paesi che producono maggiori volumi di rifiuti si segnalano la Germania, con poco meno di 50 milioni di tonnellate all'anno, seguita dal Regno Unito (35,8 milioni di tonnellate), Francia (34,8 milioni di tonnellate) e Italia (32,5 milioni di tonnellate). Tra i nuovi Stati entrati a far parte nell'Unione nel 2004, invece, si distingue particolarmente la Polonia, con poco meno di 10 milioni di tonnellate prodotte.

Anche l'Italia si inserisce nel *trend* positivo europeo, facendo registrare negli ultimi anni incrementi sempre più sostenuti nella produzione di rifiuti urbani. In particolare, dopo una fase di relativa stabilità nei primi anni dell'ultimo decennio (aumento complessivo del 2,1% tra il 2001 e il 2003, cui corrisponde un incremento medio annuo di poco superiore all'1%), tale flusso ha conosciuto una rapida impennata negli anni successivi, frutto di una crescita generalizzata in tutte le aree geografiche del territorio, assestandosi, nel 2007, su una quota totale di 32,5 milioni di tonnellate (corrispondenti ad una produzione pro capite di 539 kg/abitante), con un incremento di ben 2,5 milioni di tonnellate (pari ad una crescita del 8,3%) (Ispira, 2008) (Figura 2.3).

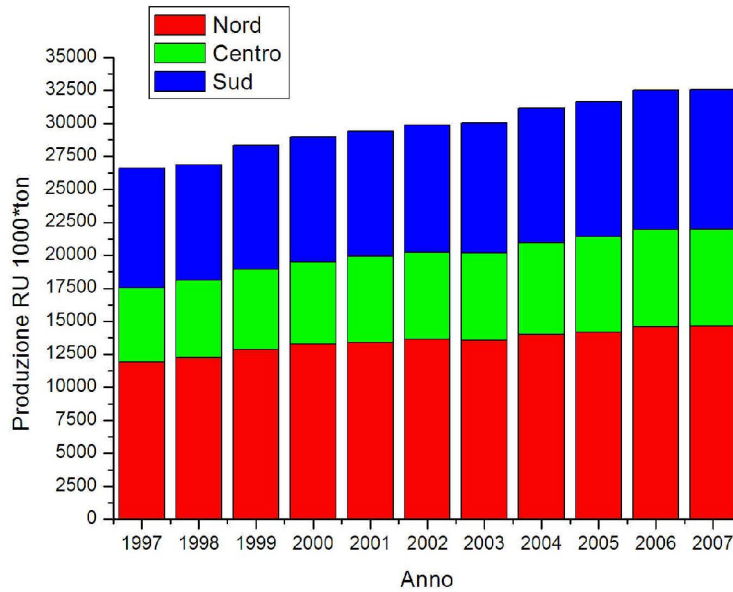


Figura 2.3: Produzione dei rifiuti urbani in Italia

Come evidenziato in precedenza, il *trend* nella produzione dei rifiuti appare connesso agli andamenti del contesto socio-economico del Paese, vale a dire alla crescita dei consumi legato all'aumento della ricchezza e del reddito. Negli ultimi anni, tuttavia, si è assistito ad un progressivo disallineamento tra la produzione dei rifiuti e la crescita economica, come dimostra il fatto che il prodotto interno lordo nazionale (PIL) sia cresciuto, dal 2003 al 2007, solo dell'1% (e le spese delle famiglie dello 0,6%), a fronte, come si è visto, di un incremento percentuale della produzione di rifiuti urbani pari al 8,3%. Tale anomalia può essere in parte spiegata con l'aumento della frazione delle diverse tipologie di rifiuto che, seppure non provenienti dal circuito domestico (e quindi non sono direttamente legate ai consumi della popolazione residente), confluiscono ugualmente nell'ammontare complessivo dei rifiuti urbani (rifiuti provenienti dal settore servizi, scuole, mense, esercizi commerciali, etc.). D'altro canto, tuttavia, l'elevata differenza tra i due tassi suggerisce la presenza di ulteriori motivazioni, non legate ad aspetti quantitativi, ma, probabilmente, alle modalità con cui la questione rifiuti è stata affrontata.

Con riferimento ad aspetti qualitativi, è fuori di dubbio che, dal momento che i rifiuti sono in qualche modo figli dei processi produttivi a monte, la tipologia e la composizione merceologica degli stessi può essere estremamente varia, e subire pesanti

variazioni nel corso del tempo. Così, la prevalenza nel recente passato della frazione organica e del legno proveniente da attività domestiche e agricole è stata progressivamente sostituita da tipologie di rifiuto generate dal settore dei servizi e da quello degli imballaggi, soprattutto carta e cartone, nonché da frazioni merceologiche legate all'aumento dei consumi, come plastica, vetro e metalli.

Proprio il flusso di rifiuti provenienti da imballaggi, dal momento che rappresenta sicuramente uno dei flussi quantitativamente più significativi e più facilmente recuperabile, è da anni oggetto di una normativa specifica in sede europea e costantemente sottoposto a monitoraggio. Sempre in base ai dati forniti dall'Eurostat, la frazione merceologica più rilevante tra gli imballaggi negli Stati dell'Unione a 25 è costituita dagli imballaggi cellulosici (carta e cartone) con una produzione di rifiuti, con riferimento all'anno 2004, pari a circa 29,3 milioni di tonnellate, corrispondenti al 40% dei rifiuti totali prodotti. A tale frazione fanno seguito vetro, che si caratterizza per una produzione pari a 15,9 milioni di tonnellate (20% del totale), plastica, che registra una produzione di 12,7 milioni di tonnellate (18%), e legno, a breve distanza, che si attesta su un flusso di circa 4,6 milioni di tonnellate (15,516%). La produzione di rifiuti in metallo, infine, si colloca a circa 4,6 milioni di tonnellate, pari al 6% dei rifiuti d'imballaggio complessivamente generati nell'Unione Europea (Figura 2.4). Anche in questo caso la situazione italiana rispetta mediamente gli andamenti europei (Ispra, 2008).

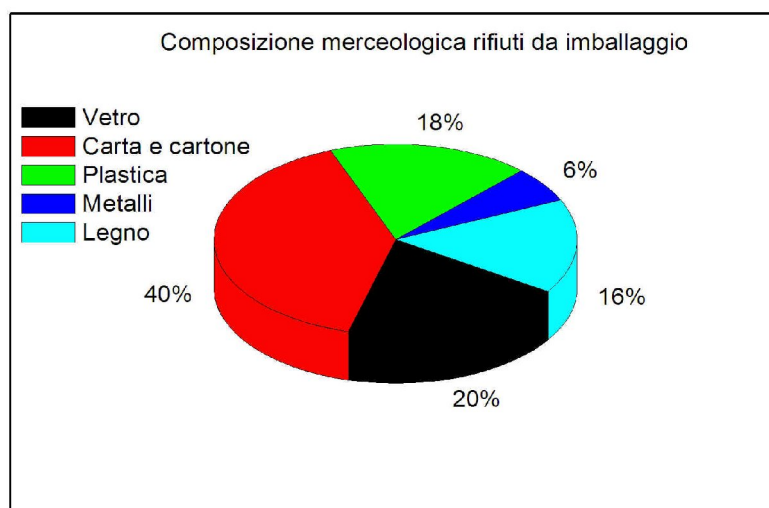


Figura 2.4: Composizione merceologica europea dei rifiuti da imballaggio

2.1 Filiera dei rifiuti

Le riflessioni e i dati riportati sui quantitativi e sulla vastità del campionario delle frazioni merceologiche all'interno dei rifiuti prodotti, inducono a pensare che la gestione degli stessi, adottata ai fini della salvaguardia dell'ambiente e della salute pubblica, non solo comporti una soluzione complicata, ma probabilmente nemmeno unica, dato il gran numero di variabili in gioco. Se nel passato i - tutto sommato - ridotti quantitativi di rifiuti e la scarsa variabilità degli stessi (uniti ad una scarsa cultura ecologica) consentivano una gestione semplificata a filiera semplice, composta esclusivamente dalle fasi di raccolta e smaltimento in discarica controllata, l'attuale aumento dei volumi e delle tipologie da trattare richiede un approccio multiplo, che individui per le singole frazioni merceologiche una destinazione ottimale, operando, in accordo con i vincoli di costo, le migliori strategie per minimizzare i rischi all'ambiente, alla salute e limitare gli sprechi.

Da un punto di vista quantitativo, infatti, si deve pensare che l'aumento spropositato dei volumi prodotti sollevi complicate questioni circa i luoghi da destinare al loro trattamento, considerato, come già ricordato, che l'incremento degli spazi urbanizzati e la veemente esigenza di preservare aree naturali sempre più vaste restringono notevolmente il campo d'azione per la risoluzione del problema. D'altra parte, a ben vedere, la definizione di rifiuto come materiale non più utile ai cicli produttivi spesso non è del tutto corretta ed anzi si applica solo ad una parte di esso. Bisogna considerare, infatti, che il rifiuto è composto da una grande quantità di materiali, molti dei quali possono rientrare, previo opportuno trattamento, all'interno dei cicli produttivi, sia come materia tal quale (riutilizzo del rifiuto nella sua stessa utilizzazione originaria) sia in un'utilizzazione diversa dall'originaria (e allora si parlerà di reimpiego) sia come materia prima secondaria per nuove utilizzazioni, rimodellando la matrice originaria (operazione di riciclo). Non va dimenticato, inoltre, che il rifiuto conserva in sé un certo quantitativo di energia (esprimibile, ad esempio, attraverso il suo potere calorifico inferiore) che, in determinate condizioni, può essere recuperato con apposite misure, anziché perso irrimediabilmente con l'abbandono del rifiuto nell'ambiente. In accordo con una rinnovata sensibilità ambientale, il rifiuto costituisce dunque una risorsa prima ancora che un materiale da smaltire semplicemente, nel senso che da esso possono

essere recuperati, in una certa misura e con specifici trattamenti, quantitativi di materia ed energia da riutilizzare all'interno dei processi produttivi, che altrimenti finirebbero con l'aumentare, inutilmente, i volumi da destinare in discarica. E' appena il caso di sottolineare, infatti, che il recupero della frazione utile del rifiuto comporta, inevitabilmente, la diminuzione della porzione da smaltire, con il doppio vantaggio del risparmio nell'utilizzo di nuove materie prime per i processi produttivi e degli spazi e dei volumi da destinare allo smaltimento finale.

Per le considerazioni effettuate, il modello a filiera semplice risulta allora doppiamente inadeguato nell'approccio con la situazione attuale dei rifiuti, e deve essere sostituito con un modello a filiera complessa (o filiera multipla), che garantisca la destinazione e l'uso ottimale di ciascuna frazione merceologica, ai fini della minimizzazione degli sprechi e della salvaguardia dell'ambiente e della salute umana. In particolare, tale filiera dovrà adottare un complesso di soluzioni tra loro correlate atte al trattamento completo dei flussi di materiali tali che la questione rifiuti sia affrontata in tutte le sue diverse sfaccettature e tali che:

- siano ridotti il più possibile i quantitativi di rifiuti destinati allo smaltimento in discarica;
- siano recuperati, nelle diverse forme di riciclaggio, reimpiego e riutilizzo, tutte le possibili componenti utili per ulteriori processi produttivi, se questo non comporta insostenibili sforzi tecnici ed economici;
- sia sfruttato, ove tecnicamente e economicamente possibile, il contenuto residuo di energia ancora immagazzinato all'interno del rifiuto.

Un approccio che risponda a tali requisiti prende il nome di gestione integrata dei rifiuti, e il complesso di operazioni e di attività posto in essere per il raggiungimento degli obiettivi indicati prende il nome di sistema di gestione integrata, volendo indicare con tale terminologia, una rete di attività in stretta correlazione e comunicazione tra loro che operano secondo un progetto strategico, al fine ultimo di garantire una gestione ottimale del problema (nella completezza di tutti i suoi elementi), senza nocimento per l'ambiente e per la salute umana. Tale sistema dovrà avere caratteristiche di adeguatezza, nella misura in cui deve sapersi approcciare in maniera intelligente a tutte

le diverse problematiche che si possono presentare nell'ambito di una materia così vasta come quella del rifiuto, e contempra la presenza al suo interno di tutti gli impianti necessari per rispondere alle diverse, specifiche funzionalità del materiale trattato. Così, al modello semplice di smaltimento in discarica si aggiunge tutta una serie di postazioni operative apposite (impianti di selezione, termovalorizzatori, impianti di compostaggio della frazione organica) in grado di interfacciarsi in maniera ottimale alle diverse frazioni merceologiche. Tale rete avrà il compito di fornire le strategie più adeguate attraverso le quali realizzare l'obiettivo principale di ridurre il quantitativo di rifiuti da smaltire in discarica sia in massa che in volume, esaltando le componenti che possono essere recuperate attraverso attività di riciclaggio e riutilizzo, e valorizzando, ove possibile, il contenuto energetico residuo. Una rappresentazione schematica non esaustiva di una possibile configurazione è fornita in Figura 2.5.

Come si può notare, è evidente che il sistema di gestione integrata non elimina il ricorso alla discarica controllata, la quale anzi risulta, al pari del modello a filiera semplice, un elemento imprescindibile della rete. Tuttavia, a differenza del precedente modello, essa svolge soltanto una funzione residuale, nel senso che accoglie al suo interno gli scarti risultanti dai precedenti trattamenti (o i rifiuti per i quali i trattamenti risultano economicamente o tecnicamente sconvenienti). La rete di impianti assolve allora all'obiettivo principale della riduzione e minimizzazione dei quantitativi da destinare al confinamento in discarica, operando le misure necessarie al recupero delle frazioni interessanti da un punto di vista dei materiali e del contenuto energetico. Incidentalmente, come già ricordato, il sistema consente anche un risparmio nell'utilizzo di materie prime, dal momento che esse sono recuperate a partire dai rifiuti, e che la presenza dei diversi impianti di trattamento assicura un ottimale approccio e un'adeguata valorizzazione di tutte le diverse componenti merceologiche.

C'è poi da rilevare che il sistema descritto non è esente dalla presenza di emissioni verso l'ambiente esterno, essendo queste generate, in varie forme, all'interno degli stessi trattamenti. È comunque importante ricordare che esse comportano un impatto sul territorio di natura diversa da quello derivante dal confinamento dei rifiuti, che può essere affrontato con strategie di gestione di altro tipo.

È chiaro che, al fine di conseguire gli obiettivi del sistema, è necessario che i vari nodi della rete di impianti siano dotati di un elevato livello di comunicazione e

interconnessione, affinché tutti i flussi siano seguiti in maniera puntuale e incanalati verso i giusti percorsi e siano limitate le disfunzioni alla rete per i disagi che possono occorrere ai vari impianti o per la loro manutenzione.

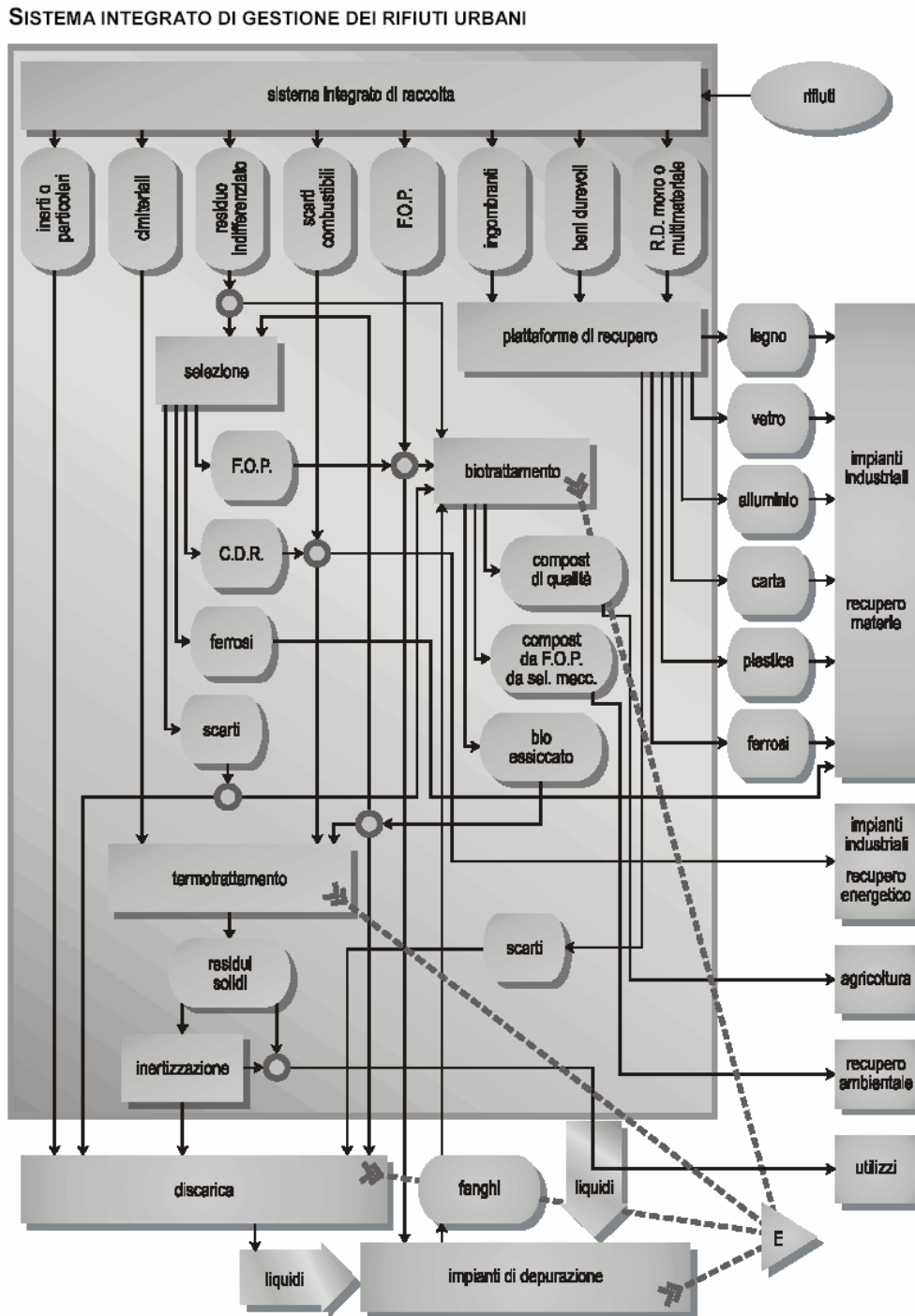


Figura 2.5: Sistema integrato per la gestione dei rifiuti urbani

A tal fine, sarà assolutamente necessario adottare misure adeguate per una pianificazione strategica della gestione dei rifiuti, individuando gli ambiti territoriali ottimali entro i quali dimensionare la rete e avendo chiari i quantitativi e le tipologie di rifiuti da trattare, garantendo la comunicazione con realtà attigue, per sopperire ad eventuali mancanze dei loro sistemi di gestione. Il funzionamento corretto del sistema sarà dunque diretta conseguenza di una buona progettazione, che tenga conto delle diverse variabili e delle esigenze ambientali, sociali ed economiche. A tal fine, ovviamente, dovranno muoversi al suo interno operatori specializzati grandi e piccoli, in grado di agire in modo integrato e di gestire sistemi logistici complessi, nonché di interfacciarsi adeguatamente con il mercato. Tutte le fasi della gestione dei rifiuti richiedono, infatti, notevoli capacità economiche e tecnologiche, con complicazioni di carattere ambientale e sociale nella localizzazione sul territorio.

Essendo di recente introduzione, il modello di gestione integrata non ha ancora conosciuto, probabilmente, la sua fase di piena maturità, e risulta, purtroppo, scarsamente radicato in molti ambiti territoriali. Così, a livello europeo, lo smaltimento in discarica risulta ancora la forma più diffusa di gestione dei rifiuti urbani, con un quantitativo di 193 kg/ab*a smaltiti nel 2006 nelle discariche presenti sul territorio dell'Unione. Tale dato rappresenta comunque la conferma di un parzialmente rassicurante *trend* di diminuzione dello smaltimento in discarica, che ha registrato, nel decennio dal 1995 al 2005, un calo dell'34% circa, a beneficio di altre tecniche di gestione. Tra queste, assume sempre maggiore importanza l'incenerimento con recupero di energia, adottato per lo smaltimento di circa 104 kg/ab*a con un tasso medio di incremento del 50% rispetto al 1995. L'incenerimento è realizzato in 646 impianti (dei quali ben 562 dotati di sistemi atti a garantire il recupero di energia) presenti su quasi tutti gli Stati dell'Unione, ad eccezione di Estonia, Grecia, Irlanda, Cipro, Lituania e Malta, e rappresenta una soluzione particolarmente apprezzata in Paesi quali la Danimarca (quasi il 56% dei rifiuti totali smaltiti), i Paesi Bassi e la Svezia. L'analisi sulle modalità di smaltimento suggerisce, in generale, che il ricorso all'incenerimento e quello alla discarica siano inversamente proporzionali, dal momento che all'aumentare del primo diminuisce il secondo (Ispra, 2008 Figura 2.6).

Il riciclo dei rifiuti urbani, modalità di gestione particolarmente incentivata dall'Unione Europea in quanto una delle più efficaci da un punto di vista ambientale, varia

fortemente all'interno degli Stati membri, con percentuali che vanno dal 2% al 32% del totale dei rifiuti smaltiti. Particolarmente virtuosa in tal senso risulta la Germania, primatista nel 2004 con il 32% di rifiuti riciclati, seguita da Svezia e Norvegia (31%), Belgio (30%) e Finlandia (28%). In coda a questa speciale classifica si trova l'Italia (solo il 13% dei rifiuti riciclati), seguita da sette Paesi lontani dal raggiungimento del 10% (Grecia, Islanda, Polonia, Portogallo, Repubblica Ceca, Slovacchia, Ungheria).

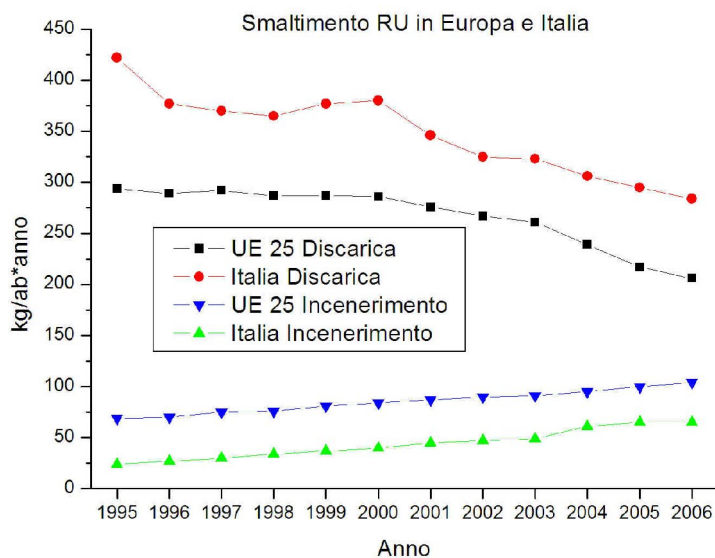


Figura 2.6: Smaltimento dei RU in Italia ed Europa

Tra le frazioni merceologiche più recuperate prevalgono carta e cartone (quasi il 50% del rifiuto complessivamente recuperato), seguite da vetro (circa il 19%), plastica e legno (entrambe al 13%) e metalli (5%).

Il quadro attuale della gestione dei rifiuti in Italia fotografa una realtà con più ombre che luci. Come fornito dal Rapporto Rifiuti compilato annualmente dall'Osservatorio Nazionale sui Rifiuti (ONR) in collaborazione con l'Agenzia per la Protezione dell'Ambiente e per i Servizi Tecnici, lo smaltimento in discarica controllata risulta la forma di gestione di gran lunga più adottata, circa il 49% dei rifiuti urbani nell'anno 2007 sono infatti finiti in discarica, contro il 10,3% utilizzato come combustibile all'interno di inceneritori, il 22,7% trattato in impianti meccanico-biologici e il 6,1 utilizzato per la produzione di compost (Ispra, 2008 Figura 2.7).

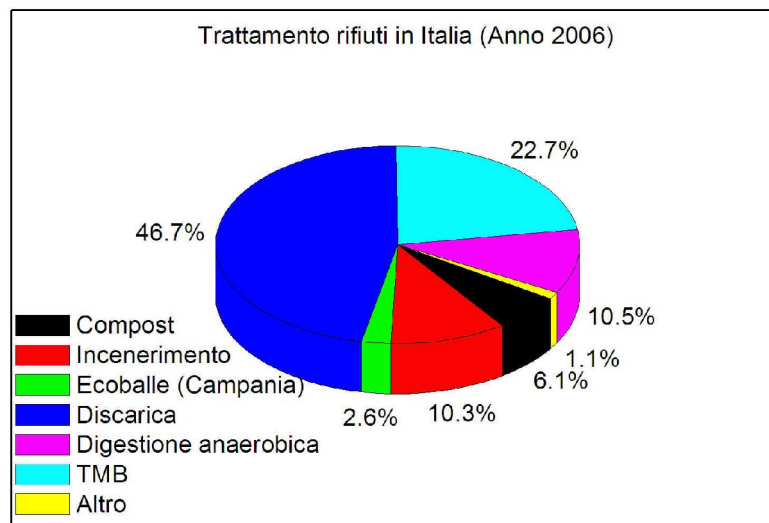


Figura 2.7: Trattamento dei rifiuti in Italia (Anno 2007)

A fronte di qualche elemento positivo, seppur timido, come la diminuzione dello smaltimento in discarica e la crescita delle altre modalità di trattamento, il quadro italiano della gestione dei rifiuti presenta diversi aspetti meno convincenti. In primo luogo, il ricorso al confinamento in discarica risulta ancora eccessivamente rilevante; di contro, la crescita delle tecniche per il recupero dei materiali e la riduzione dei volumi appare ancora modesta e non riesce a decollare (con la felice eccezione dei trattamenti meccanici-biologici), soprattutto se confrontata con altri contesti europei simili a quello italiano (Ispra, 2008 Figura 2.8).

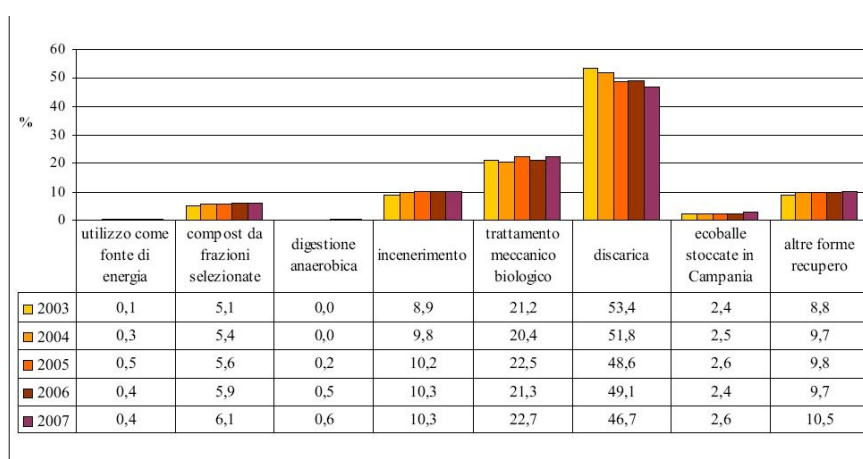


Figura 2.8: Trattamento dei rifiuti in Italia

Anche la raccolta differenziata, nonostante gli ultimi segnali positivi, presenta percentuali estremamente più basse rispetto ai maggiori Paesi europei (24,3% nel 2005), ben lontane dal target del 35% indicato dalle Direttive comunitarie (Figura 2.9) (in particolare le direttive 91/156 relativa ai rifiuti e 96/61 sulla prevenzione e la riduzione integrate dell'inquinamento), tanto è vero che esso, inizialmente previsto per il 2003 dal Decreto Legislativo 22/97, è stato a più riprese posticipato in seguito, prima al 31 Dicembre 2006 dal Decreto Legislativo 152/2006, poi al 2007 dalla finanziaria. Inoltre, il disallineamento, già riportato, tra crescita economica del Paese e incremento della produzione dei rifiuti urbani è un segnale di allarme delle politiche di prevenzione adottate (Ispra, 2008).

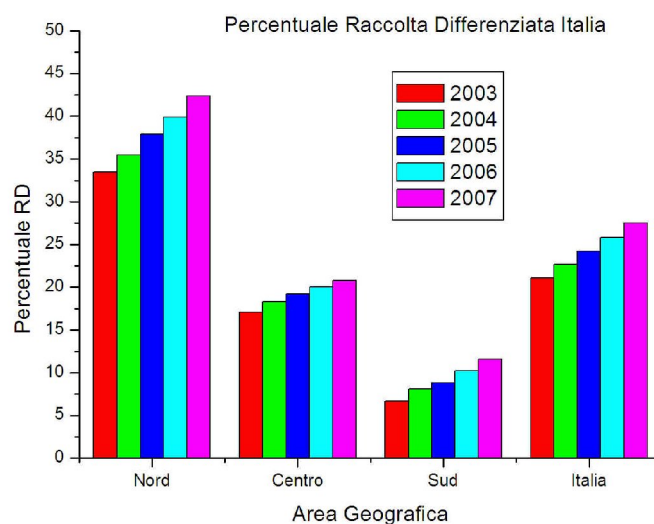


Figura 2.9: Raccolta differenziata in Italia

Tali elementi sono indizi del fatto che i sistemi italiani di gestione integrata dei rifiuti non operano, al momento, in piena efficienza e siano lontani da una condizione di funzionamento ottimale. Le mancanze riscontrate sono probabilmente figlie di un livello di comunicazione e di interconnessione ancora modesto, che non riesce ad interfacciarsi correttamente con tutti i flussi generati che si presentano al sistema in cerca di una destinazione. Ciò che ancora appare latitante è una visione strategica d'insieme del problema, gestito il più delle volte da amministratori non tecnici, non in grado di cogliere le infinite sfumature legate ai rifiuti e spesso preoccupati delle conseguenze politiche, piuttosto che ambientali, delle decisioni prese. La definizione delle competenze appare molte volte poco chiara, e la proliferazione di normativa in materia

(alcune delle quali abbastanza opinabili) non aiuta certo la risoluzione dei numerosi nodi, generando spesso, invece, confusione tra gli operatori, e spaventando, per certi versi, gli investitori nei vari ambiti del sistema. La situazione è ulteriormente aggravata dall'endemica difficoltà, tipica della società italiana, nella realizzazione dei diversi impianti necessari al trattamento dei rifiuti, dal momento che tali attività incontrano spessissimo l'insoddisfazione e la protesta delle comunità locali, contrari alla localizzazione di tali strutture (quasi paradossalmente percepite come forte minaccia per la salute pubblica e per l'ambiente locale) all'interno dei rispettivi circondari.

Tali manifestazioni di dissenso, che a volte si trasformano in vere e proprie barricate, sono espressioni di quella famigerata sindrome, ormai molto diffusa, che prende il nome di sindrome *Nimby* (acronimo di "*not in my back yard*", espressione anglosassone che significa "non nel mio giardino"), volendo indicare, con tale terminologia, l'estrema difficoltà nell'accettare all'interno della propria comunità strutture di cui si percepisce il rischio, nonostante la loro importanza basilare nell'economia e nello sviluppo della nazione intera. Come è noto, tale sindrome si manifesta con sempre maggiore frequenza non solo in materia di rifiuti, ma anche in molti altri settori strategici dell'economia del Paese, come le centrali elettriche e le grandi infrastrutture (basti pensare alle veementi polemiche sulla Tav). L'effetto quasi scontato di tali proteste, quasi sempre sobillate da interessi elettorali di politici locali poco preparati è un sostanziale ritardo nei lavori di costruzione, fino alle situazioni estreme (purtroppo frequenti) del blocco dei progetti e del loro definitivo abbandono.

Anche se talvolta tali contestazioni portano ad un miglioramento dei progetti, attraverso un confronto tra imprese, istituzioni e comunità locali, molto più spesso esse sconfinano verso posizioni infondate e pretestuose, non supportate da dati scientifici e troppo legate alla conservazione, a interessi locali ed elettorali. I motivi della contestazione assumono, così, contorni di diversa natura, molte volte di difficile interpretazione, che affondano le proprie radici nella storia e nella vocazione locale e, talvolta, in atteggiamenti inconsci non sempre razionali. Nella maggioranza dei casi, infatti, il generico impianto di smaltimento dei rifiuti (soprattutto le discariche e gli inceneritori) è percepito come una seria minaccia della realtà preesistente, nella quale si intende localizzare l'impianto, sia da un punto di vista ambientale, nella misura in cui esso costituisce comunque una sorgente importante di impatto antropico, sia sul piano del

disagio sociale e economico che deriva alla comunità locale dalla costruzione dell'impianto. Se, infatti, le perplessità legate all'impatto e alle fonti possibili di inquinamento conseguenti il normale esercizio di un impianto fanno presa soprattutto sulla larga frazione di popolazione non addetta ai lavori, è lo spettro della perdita d'immagine e di valore delle attività locali (soprattutto se residenziali e di carattere agro-alimentare) a spaventare la sezione decisionale e imprenditoriale delle varie comunità. La veemente richiesta di salvaguardia locale del territorio va allora probabilmente intesa non solo secondo aspetti meramente ambientali, ma anche e soprattutto nella misura in cui essa tocca delicate dinamiche socio-economiche, la cui ostilità nei confronti della modifica del territorio risulta, il più delle volte, molto più arcigna. In ultima istanza, la combinazione delle problematiche sollevate nei diversi settori costituisce un ostacolo non facilmente superabile, di fronte al quale, come si è visto, si arenano e spesso naufragano gran parte dei progetti e delle buone intenzioni. Come è evidente, tali preoccupazioni, variabili caso per caso, acquistano significato solo se riferite al particolare contesto locale, essendo difficilmente giustificabili in una visione di insieme più estesa, in cui l'impianto contestato fa parte di un sistema più ampio di gestione di una esigenza primaria (come più volte ripetuto), e anzi ne costituisce un ingranaggio fondamentale, senza il quale il funzionamento dell'intero meccanismo è seriamente compromesso. Così, il blocco di un determinato progetto e della sua realizzazione si traduce in un danno molto più grave di quanto si possa pensare, nella misura in cui, in conseguenza ad esso, risulta bloccata un'intera catena di processi e attività, atte allo smaltimento ottimale dei rifiuti, e dimensionate per assicurare i più elevati standard di tutela dell'ambiente e della salute umana.

3 La combustione dei rifiuti

3.1 Introduzione

Nel presente capitolo si andranno ad illustrare i principali processi termici di trasformazione della materia, rivolgendo particolare attenzione alle tematiche inerenti la combustione eterogenea. Successivamente si andranno a delineare i caratteri peculiari dei combustibili solidi ed, in modo specifico, dei rifiuti. Si presenteranno inoltre, i fenomeni coinvolti nel processo di combustione dei combustibili solidi; quest'ultimo argomento in particolare, verrà trattato in maniera più approfondita nell'ambito della descrizione e della impostazione del modello di simulazione oggetto dell'attività sperimentale.

3.2 Processi termici di trasformazione della materia

3.2.1 Combustione

Lo studio dei fenomeni di combustione coinvolge differenti discipline scientifiche poiché il fenomeno in oggetto è il risultato di una complessa interazione tra reazioni chimiche e processi fisici di trasporto di materia, calore e quantità di moto. Nel senso più generale il termine combustione indica delle reazioni che avvengono in modo rapido e con forte conversione di energia chimica in energia sensibile tra due reagenti, un riducente detto combustibile ed un ossidante detto comburente nella maggior parte dei casi costituito dall'aria o, più precisamente, dall'ossigeno in essa presente. La chimica della combustione, anche nel caso di sistemi omogenei molto semplici, è assai complessa e caratterizzata da diverse centinaia di reazioni chimiche elementari; inoltre la natura della combustione è legata anche allo stato fisico del combustibile: i combustibili definiti gassosi possono essere alimentati e miscelati in modo abbastanza semplice e danno più facilmente origine a combustioni pulite. I combustibili liquidi invece, vengono usualmente spruzzati mediante un ugello ad alta pressione; sottoposti a riscaldamento vaporizzano e quindi bruciano in fase gassosa. I combustibili solidi prima

di essere alimentati nella camera di combustione subiscono spesso un trattamento di frantumazione o polverizzazione. Il riscaldamento che subisce il combustibile comporta rilascio non solo di umidità ma anche di altri composti definiti volatili. Il residuo della combustione è costituito da cenere e da una porzione combustibile definita char, sostanza solida porosa costituita prevalentemente da carbonio. La reazione di combustione in cui è coinvolto il char è una reazione superficiale di tipo eterogeneo, mentre la sostanza volatile brucia in fase gassosa con una reazione di tipo omogeneo. La vaporizzazione di combustibili liquidi e la volatilizzazione di quelli solidi sono processi molto più lenti delle reazioni chimiche in fase gas. La combustione del char a sua volta avviene più lentamente della volatilizzazione. Volendo andare a fornire una descrizione che sia il più possibile generale del processo di combustione, si possono individuare quattro fasi fondamentali: miscelazione, pre-combustione, reazioni di combustione e reazioni post-fiamma.

La fase di miscelazione è quella in cui comburente e combustibile vengono a porsi in contatto; la modalità con cui si realizza tale contatto, non è univoca ed, a seconda delle modalità attraverso cui si realizza tale contatto, nei sistemi reali avremo la distinzione tra combustione di tipo pre-miscelato e di tipo diffusivo.

Durante la fase di pre-combustione i composti costituenti il combustibile danno origine a gruppi radicalici liberi a valenza insatura. Questi ultimi composti sono molto instabili e quindi fortemente reattivi e, di conseguenza, anche se presenti in quantità modeste influenzano in modo tanto decisivo il processo da poter essere definiti precursori della combustione. Questa fase si instaura per temperature locali comprese tra 450°C e 600°C, a seconda della natura e dello stato di aggregazione del combustibile.

Nella terza fase, la combustione propriamente detta, si svolgono le reazioni di ossidazione. Tali reazioni possono essere complete, e dare quindi come prodotti di reazione finale CO_2 , H_2O ed altri radicali liberi, o incomplete con formazione di prodotti intermedi quali CO , H_2 , aldeidi ecc., che rappresentano comunque dei combustibili a tutti gli effetti; queste ultime reazioni, in presenza di condizioni opportune, possono completarsi in un secondo momento. Ovviamente però nei processi reali la combustione non avviene mai in maniera completa, ed è quindi molto importante controllare i parametri che governano il processo di ossidazione al fine di minimizzare la formazione di prodotti intermedi. Tra questi fattori troviamo la

temperatura, da cui dipende essenzialmente l'equilibrio chimico dei composti intermedi, il tenore di ossigeno, la distribuzione dell'aria comburente, il tempo di residenza ed il grado di mescolamento del combustibile nella camera di combustione. Il processo di combustione è un fenomeno fortemente esotermico e la quantità di calore che si sviluppa può portare la temperatura del sistema oltre i 1700°C.

La quarta fase interessa le reazioni post-fiamma: il raffreddamento progressivo cui vanno incontro i fumi di combustione può causare reazioni di ricombinazione dei prodotti di combustione con conseguente nuova formazione di composti intermedi. Questo fenomeno è tanto più accentuato quanto più lento è il raffreddamento dei fumi.

3.2.2 Combustione in fase omogenea

Si può parlare di combustione in fase omogenea quando sia il comburente sia la sostanza combustibile si trovano allo stato gassoso. Perché la reazione di combustione abbia luogo, il rapporto in massa o in volume tra combustibile e comburente deve rientrare in definiti intervalli, come velocità di reazione la quale, a sua volta, è spesso proporzionale ad un termine del tipo $e^{(-C/T)}$ nel quale C è una costante connessa all'energia di attivazione (E_a) e T è la temperatura assoluta di reazione. Anche un piccolo incremento della temperatura causa un aumento consistente del termine esponenziale e ciò spiega perché riscaldare i reagenti ad una temperatura sufficientemente alta causa l'innesco della combustione.

Trattandosi di reazioni esotermiche il riscaldamento dei reagenti può determinare condizioni di *runaway*: finché il calore sviluppato dalla reazione riesce ad essere smaltito dal sistema attraverso i fenomeni di trasferimento del calore, questo mantiene le sue condizioni iniziali e si avranno quindi condizioni di reazione o combustione lenta; se invece la temperatura supera un determinato valore, che dipende dalle condizioni chimico-fisiche oltre che dalla geometria del sistema, la capacità di smaltimento del sistema diventa inferiore alla velocità di produzione di calore da parte della reazione chimica. Ovviamente ciò comporta un aumento incontrollato della temperatura che induce a sua volta, in base al termine esponenziale prima introdotto, un aumento di velocità di reazione e, tale effetto combinato provoca quello che viene comunemente definito fenomeno di esplosione o ignizione termica. Raramente una reazione di

combustione avviene in modo uniformemente distribuito all'interno del volume a disposizione della combustione, più comunemente il fenomeno di combustione implica la presenza e la propagazione di un fronte di fiamma ovvero di una sottile regione nella quale ha luogo la rapida reazione chimica esotermica. La modalità di contatto tra sostanza combustibile e gas comburente non è unica in quanto si possono distinguere due diverse classi di fiamme: premiscelate e diffusive. Nella combustione di tipo premiscelato (come quella che avviene in un becco *Bunsen* ad esempio) il combustibile in fase gassosa è già intimamente miscelato con il comburente prima che avvenga il fenomeno dell'ignizione. La miscela fluisce attraverso il fronte di fiamma e lo lascia sotto forma di prodotti di reazione. I prodotti di combustione abbandonano la fiamma alla temperatura della stessa, tenuta alta dalla conversione di energia chimica in energia sensibile; successivamente però, il trasferimento di calore e la miscelazione dei prodotti di combustione con l'aria dell'ambiente circostante, causa il loro progressivo raffreddamento. Esiste una ulteriore suddivisione tra fiamme stazionarie, nelle quali la posizione del fronte di fiamma resta fissa nello spazio, e fiamme a propagazione, con il fronte di fiamma che avanza.

Mentre una fiamma premiscelata è governata essenzialmente dalla cinetica chimica, in un processo di combustione di tipo diffusivo il ruolo di processo controllante è assunto dal mescolamento dei reagenti. Il rapporto tra le concentrazioni di combustibile e comburente varia gradualmente da una zona ricca di combustibile ad una in cui è presente il comburente allo stato puro. In una zona intermedia tra le due si avrà quindi il rapporto ottimale perché abbia luogo la reazione di combustione. Nell'ambito di uno stesso processo di combustione, entrambi i tipi di processo appena descritti possono verificarsi in tempi e zone diverse all'interno della camera. Una fiamma può svilupparsi nell'ambito sia di un flusso di tipo laminare che di uno turbolento. La turbolenza in genere aumenta fortemente la velocità di combustione, intesa in questo caso come velocità di spostamento della zona di reazione rispetto alla miscela non combusta.

3.2.3 Combustione in fase eterogenea

A differenza delle reazioni in fase omogenea, le reazioni di tipo eterogeneo coinvolgono più di una fase. La combustione di un combustibile solido è il più classico esempio di

reazione eterogenea di tipo non catalitico. La combustione di un combustibile liquido non rientra invece tra le reazioni di tipo superficiale, in quanto le gocce di combustibile prima vaporizzano e quindi bruciano in fase gassosa. Quando un gas reagisce con una superficie solida, la velocità di reazione dipende dalla concentrazione della fase gassosa, dalla temperatura, dalle velocità di diffusione e dall'area superficiale accessibile alla fase gassosa. Perché le velocità di reazione superficiale siano significative, la superficie accessibile deve essere sufficientemente ampia. Valori tipici dell'area superficiale specifica nel caso di combustione del char da carbone si aggirano intorno ai $100 \text{ m}^2/\text{g}$. Le reazioni eterogenee su superficie solida sono costituite da processi di trasferimento di massa e di reazione chimica posti in serie. Schematicamente possono essere individuati i seguenti passi:

- Processo di trasferimento di massa esterno: il gas reagente si diffonde attraverso lo strato limite gassoso superficiale associato alla superficie;
- Trasferimento di massa interno: le molecole del gas si diffondono all'interno delle porosità del solido fino a raggiungere i siti superficiali attivi sui quali avverrà la reazione.

Seguono due processi di cinetica chimica:

- Le molecole gassose situate all'interno delle porosità del solido, vengono adsorbite sulla materia solida e avviene la reazione tra le molecole gassose e quelle della materia solida;
- I prodotti di reazione formati subiscono un desorbimento dalla superficie solida.

La velocità di diffusione di una specie gassosa come l'ossigeno attraverso lo strato limite superficiale esterno può essere ottenuta mediante un'analisi di tipo CFD (*Computational Fluid Dynamics*) o utilizzando dei coefficienti di trasferimento di massa. La concentrazione della specie gassosa in esame dovuta al processo di diffusione all'interno dei pori può essere anche valutata attraverso procedimenti di calcolo di base, a patto di avere a disposizione una opportuna descrizione della struttura della porosità. L'estrema difficoltà nel fornire una simile caratterizzazione della porosità nel caso dei

rifiuti solidi in generale, e di quelli di tipo ospedaliero in modo ancora più particolare, a causa del carattere fortemente eterogeneo dal punto di vista dimensionale e della composizione merceologica, costituisce uno dei problemi principali del processo di modellizzazione della combustione di questo tipo di combustibile. Una volta che il gas ha raggiunto la superficie interna, se viene a contatto con un sito attivo, attacca la superficie dando luogo ad una reazione che può essere descritta in termini di costanti di velocità di assorbimento e desorbimento che sono espresse nella classica forma di Arrhenius (Yang *et al*, 2003):

[Eq. 3.1]
$$k = k_0 e^{-\frac{E}{RT}}$$

nella quale k_0 è il fattore pre-esponenziale ed E è l'energia di attivazione della reazione. Nel campo dell'ingegneria della combustione le reazioni superficiali di principale interesse sono quelle in cui il char proveniente dal carbone, biomasse, rifiuti o oli combustibili pesanti reagisce con ossigeno, vapor d'acqua, monossido di carbonio, anidride carbonica e idrogeno. Il char è il residuo solido combustibile che si forma a seguito delle reazioni di decomposizione termica o pirolisi e contiene carbonio, minerali inorganici dispersi e una piccola quantità di idrogeno; nel caso sia costituito da particelle di dimensioni piuttosto grandi, durante la combustione del char si può verificare una fuoriuscita, attraverso la superficie della particella, di vapore acqueo e anidride carbonica provenienti dall'interno della stessa. La temperatura della superficie non è costante né uniforme, ma varia in conseguenza dei fenomeni convettivi e radiativi di trasmissione del calore, della fuoriuscita di gas, delle reazioni chimiche esotermiche o endotermiche che localmente interessano la superficie. Inoltre è piuttosto complicato determinare la frazione di siti attivi sulla particella. Durante la combustione la porosità e l'area superficiale dei vuoti possono cambiare nel tempo e con la temperatura. E' evidente che considerare tutti gli aspetti chimici e fisici della reattività della sostanza solida finora descritti e modellare dettagliatamente tutti i fenomeni che avvengono sulla superficie interna dei pori è estremamente difficile. Per scopi ingegneristici si preferisce quindi descrivere il fenomeno attraverso una visione globale della reazione in fase eterogenea, basata su costanti cinetiche di tipo globale e sull'area superficiale esterna

della particella. I parametri che caratterizzano la velocità di reazione globale eterogenea vengono ottenuti da esperimenti di laboratorio condotti su singole particelle di combustibile solido ed i valori ottenuti non dovrebbero essere estrapolati al di fuori dell'intervallo di validità della singola sperimentazione. L'utilizzo della superficie esterna della particella in luogo dell'area superficiale dei vuoti è giustificato ad alte temperature perché, in tali condizioni, il trasferimento di massa attraverso lo strato limite superficiale esterno costituisce spesso lo stadio controllante dell'intero processo.

3.3 Altre forme di termodistruzione

3.3.1 Generalità

In questo paragrafo verranno illustrate altre due tipologie di trattamento una volta non convenzionali che ormai si stanno sempre più consolidando con lo svilupparsi di nuove tecnologie quali la pirolisi e la gassificazione. Con il termine pirolisi si intende la decomposizione termica delle sostanze organiche che sono presenti in un materiale, realizzata in assenza di ossigeno a temperature elevate (l'unico ossigeno che viene utilizzato dal processo è quello interno); i risultati di questo processo sono, oli, bitume e *coke*. Ha ancora senso parlare di pirolisi anche se è presente ossigeno libero in quantità inferiore al 30% della stechiometrica.

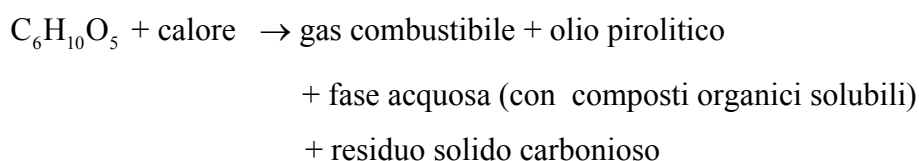
Per capire il legame che esiste tra pirolisi e gassificazione si può far riferimento alla reazione del gas d'acqua: $C + H_2O \leftrightarrow CO + H_2$; da questa relazione si evince che idrossido e monossido di carbonio (CO) si formano per reazione ad alta temperatura del carbone *coke* con il vapore d'acqua; l'equilibrio della reazione (pirolitica) può essere spostato a destra, con una maggiore produzione di gas (gassificazione) aggiungendo vapore d'acqua e/o alzando la temperatura; per tale motivo i processi di gassificazione operano a temperature maggiori a quelle tipiche della pirolisi. Si può quindi affermare che il processo di gassificazione costituisce la fase successiva della pirolisi, in cui il *coke* formatosi nella fase pirolitica viene trasformato in gas.

Con la combustione si indica invece una reazione esotermica di ossidazione rapida, mediante ossigeno atmosferico, di sostanze prevalentemente organiche; la combustione che avviene in questo processo si contraddistingue dalle altre tipologie di combustione

in quanto viene realizzata in difetto di ossigeno rispetto alle necessità stechiometriche (70–80%).

3.3.2 *Pirolisi*

Come detto in precedenza, la pirolisi è un processo di termodistruzione di rifiuti composti in prevalenza da materiale organico, realizzato in forte carenza di ossigeno e con una grande quantità di calore che, andando ad aumentare la temperatura del materiale ne provoca la sua degradazione a composti molto più semplici. Per ciò che riguarda il processo dal punto di vista chimico-fisico, benché non sia possibile illustrare tutte le reazioni che si verificano durante la pirolisi, queste possono essere complessivamente schematizzate, se ci si riferisce ad un RSU (nel quale la composizione della frazione organica sia approssimativamente assimilata a quella della cellulosa), mediante la seguente espressione:



Ovviamente i prodotti che si ottengono dal processo di pirolisi non saranno sempre identici a quelli sopra elencati ma, varieranno a seconda della tipologia di materiale di partenza e della modalità con la quale avviene la pirolisi. In particolare andando ad analizzare i fattori che vanno ad influenzare il processo di pirolisi, si nota che essi sono:

- il tipo di reattore (a pozzo, a cilindro rotante, a letto fluido);
- il tipo di riscaldamento del reattore (diretto o indiretto);
- il percorso dei gas nel reattore (equicorrente o controcorrente con i rifiuti);
- il pretrattamento del materiale da trattare (frantumazione, vagliatura);
- la temperatura di processo;
- la miscela di rifiuti (urbani o speciali).

Nel caso in cui si abbia un processo di pirolisi realizzata in difetto di ossigeno, i prodotti del processo dipendono anche dalla quantità di ossigeno o di aria immessa nel sistema;

in questo caso il calore necessario al processo viene fornito dalla combustione parziale del materiale da trattare. Nel caso in cui invece, il comburente non sia previsto, il riscaldamento deve provenire da una fonte esterna; parte del gas prodotto (30-50%) può essere usato per riscaldare il reattore; il rimanente viene di solito usato all'interno dell'impianto per evitare trattamenti di raffinazione necessari se il prodotto deve essere venduto a terzi. Di solito i prodotti generati dalla pirolisi sono residui solidi come, le componenti inorganiche di rifiuti urbani e il *coke* prodotto dalla decomposizione delle componenti organiche, oppure possono essere residui liquidi, tra cui oli di vario genere e gas, quest'ultimo avente un potere calorifico variabile tra 8372 e 14651 kJ/m³. Una volta ottenuti i prodotti combustibili della pirolisi essi possono essere utilizzati in vari modi, possono essere realizzati per la produzione di vapore, oppure di energia elettrica o anche per la produzione di gas naturale di sintesi preceduto da un sistema di raffinazione.

Gli altri residui derivanti dal processo di pirolisi hanno degli utilizzi che dipendono dalla loro composizione: se il contenuto di carbonio è elevato allora possono essere usati per la rimozione delle sostanze organiche nel trattamento delle acque di rifiuto, gli aggregati vetrosi possono invece essere usati come materiale di riempimento nella costruzione delle strade; i residui derivanti dal processo possono anche andare a sostituire il carbone a basso potere calorifico, di solito però questo tipo di applicazione è limitato, in quanto nei residui vi è un elevato contenuto di ceneri. Si può quindi dire che i prodotti principali che si possono ottenere, dopo il raffreddamento e la condensazione dei prodotti gassosi della pirolisi, sono raggruppabili in quattro categorie:

- una frazione gassosa costituita prevalentemente da: idrogeno, metano, monossido di carbonio e anidride carbonica;
- una frazione liquida acquosa contenente sostanze organiche solubili quali acido acetico, acetone, metanolo, ecc.;
- una frazione liquida organica chiamata anche *tar*;
- un residuo solido costituito da sostanze carboniose (detto anche *char*) contenenti tutti i materiali inerti presenti nel rifiuto originario. C'è da osservare che nel caso in cui il rifiuto alimentato contenga metalli, questi si concentreranno proprio nel *char* se il processo è condotto a temperature inferiori a 600°C, mentre possono essere desorbiti a temperature superiori.

La predominanza di uno o dell'altro dei prodotti di reazione dipende dai parametri che influenzano il processo di pirolisi, tra questi sono di particolare importanza:

- la temperatura di processo;
- la velocità di riscaldamento;
- la composizione del rifiuto (e la pezzatura).

Il parametro di maggiore influenza è sicuramente la temperatura, tanto che spesso si fa riferimento ad essa per distinguere i processi destinati alla produzione di gas combustibile (ad alta temperatura) da quelli destinati alla produzione di olio pirolitico (a bassa temperatura). A seconda del campo di temperature a cui si opera si possono avere processi di pirolisi diversi:

- Carbonizzazione: pirolisi sotto i 300°C, da cui si ottiene soprattutto un residuo solido (*char*);
- Pirolisi sotto i 600°C, per cui si ottengono in uguale proporzione prodotti solidi, liquidi (*tar*) e gassosi. Il liquido deriva dalla condensazione, per raffreddamento, degli idrocarburi in fase gassosa derivanti dal processo;
- *Fast* pirolisi, che avviene tra 500 e 650°C, caratterizzata da un tempo di ritenzione del materiale nel reattore di qualche secondo; da questo processo si ottiene essenzialmente *tar*;
- *Flash* pirolisi, simile alla *fast* ma con tempi di ritenzione ancora più ridotti, minori di un secondo; anche in questo caso si ottiene prevalentemente *tar*, in misura dell' 80 % circa.

Un aumento della temperatura comporta:

- una diminuzione del contenuto in ceneri;
- una diminuzione delle sostanze organiche liquide;
- una diminuzione del potere calorifico totale dei prodotti,
- un aumento del gas generato e del suo potere calorifico,
- una diminuzione della frazione acquosa prodotta.

In particolare l'influenza della temperatura sul processo di pirolisi trova la sua spiegazione nelle seguenti considerazioni:

- il residuo carbonioso diminuisce all'aumentare della temperatura di pirolisi a causa della maggiore conversione di carbonio in gas combustibile (CO) secondo le reazioni:



- la quantità di acqua diminuisce al crescere della temperatura di pirolisi a causa della sua reazione con il metano e il monossido di carbonio secondo le seguenti reazioni:



- le sostanze organiche condensabili diminuiscono e la produzione di gas aumenta a causa delle reazioni di *cracking* che portano alla formazione di sostanze organiche a basso peso molecolare che, a causa dell'alta temperatura, sono facilmente convertibili in idrogeno, metano, etc.;
- l'aumento del potere calorifico del gas è dovuto, oltre che all'effetto descritto al punto precedente, al fatto che al crescere della temperatura di pirolisi risulta incentivata la conversione di anidride carbonica in monossido di carbonio attraverso la reazione:



Favorita, oltre che dall'andamento della temperatura, anche dall'aumento della concentrazione dell'idrogeno e dalla diminuzione della concentrazione di acqua nei gas di pirolisi che, a sua volta, è favorita dall'aumento della temperatura.

La velocità di riscaldamento, secondo dei tre parametri di principale influenza sulla pirolisi, influenza sia la composizione di ciascuna frazione gassosa, liquida o solida, sia la quantità di gas prodotto; quest'ultima aumenta per alte velocità di trasferimento del calore, mentre le quantità di liquido e solido diminuiscono all'aumentare della velocità

di riscaldamento. Questo parametro influisce anche sul tempo di pirolisi, ovvero il tempo tra l'istante in cui la sostanza da trattare viene posta nel reattore ad alta temperatura e il tempo in cui la differenza tra la temperatura misurata nella parte più interna della sostanza e quella del reattore si è ridotta del 95% rispetto alla valore misurato inizialmente.

Il terzo parametro di interesse è la composizione del rifiuto; alcuni studi comparativi eseguiti sui diversi tipi di rifiuto solido, pur non essendo generalizzabili, hanno messo in luce alcuni aspetti di un certo interesse:

- i rifiuti solidi urbani subiscono generalmente una riduzione percentuale in peso maggiore di quella dei rifiuti industriali (a parità di condizioni di esercizio del processo di pirolisi);
- il rifiuto urbano produce generalmente un residuo carbonioso con più alto valore combustibile rispetto ad altri tipi di rifiuto;
- i rifiuti solidi urbani producono generalmente più solfato d'ammonio, catrame, gas e sostanze liquide e meno residui solidi e combustibili leggeri rispetto ai rifiuti solidi industriali.

L'alimentazione dei reattori pirolitici non può quindi essere effettuata con ogni tipologia e pezzatura di rifiuto in quanto, vengono alimentati con dei rifiuti pretrattati al fine di rimuoverne vetri e metalli; un processo di macinazione inoltre ne riduce la pezzatura per migliorare la trasmissione del calore e per evitare quindi la formazione di ponti nei reattori.

Vi è una distinzione dei tipi di reattori esistenti, esistono infatti i reattori a pozzo, a cilindro rotante e a letto fluido. I reattori a pozzo sono costituiti da un cilindro in acciaio eventualmente rivestito di materiale refrattario nella zona in cui sono presenti temperature elevate; i rifiuti vengono caricati attraverso la bocca superiore del cilindro e cadono lentamente verso il basso per mezzo della gravità. Nel cadere i rifiuti attraversano prima una zona di essiccamento poi incontrano una zona in cui avviene la pirolisi, infine vengono estratti dalla bocca inferiore del reattore. Il calore necessario di solito viene ottenuto bruciando una parte dei prodotti di pirolisi e viene trasmesso per

via indiretta attraverso le pareti del cilindro. La soluzione di reattore a pozzo comporta due vantaggi:

- la possibilità di controllare con esattezza la quantità di calore;
- il gas di pirolisi non viene diluito con i fumi della combustione.

In virtù del fatto che i rifiuti hanno una scarsa conducibilità termica e, che vi è una forte caduta di temperatura passando dalle pareti esterne, che sono riscaldate, al centro della camera di reazione, la sezione del reattore deve essere abbastanza stretta. Queste considerazioni portano alla necessità di avere dei limiti di dimensioni e di capacità del reattore tenendo conto anche dei lunghi tempi di permanenza dei rifiuti nella camera di reazione, i quali possono essere stimati nell'ordine delle ore. La seconda tipologia di reattori di pirolisi, quelli a tamburo rotante, è composta principalmente da un cilindro ad asse orizzontale il quale è mantenuto in rotazione per far sì che i rifiuti rotolino lentamente verso l'estremità di uscita. L'inclinazione è stimata sull'ordine di pochi gradi, circa 1-4%, e la velocità con cui il tamburo ruota varia tra 0,5 e 6 giri al minuto. L'immissione del calore necessaria per la reazione è indiretta: mediante un sistema di riscaldamento esterno oppure con tubi di fumo inseriti nel tamburo stesso; la pezzatura dei rifiuti è meno restrittiva rispetto ai reattori a pozzo. In questo tipo di reattori possono essere trattati in genere da 250 kg/h a 3 t/h di rifiuti mentre le dimensioni del diametro del cilindro possono essere stimati su un valori di circa 2 metri.

Nei reattori a letto fluido un letto di sabbia viene sollevato (fluidificato) da un mezzo che può essere lo stesso gas prodotto dalla pirolisi dei rifiuti. La miscelazione che avviene tra il materiale del letto, i prodotti di pirolisi e i rifiuti, favorisce la trasmissione delle calore e consente quindi di realizzare le reazioni pirolitiche in breve tempo. Anche in questo caso il calore che è necessario alla reazione viene immesso indirettamente, per esempio l'immissione può avvenire attraverso dei tubi posizionati nel letto fluido. Ogni tipo di materiale organico può essere pirolizzato, si possono pirolizzare sia materie prime sia prodotti di scarto; ci sono materiali che possono pirolizzare completamente, come molti tipi di plastiche e altri materiali, come il carbone, che si decompongono parzialmente lasciando così un residuo solido (*charring materials*). I prodotti che si ottengono dalla pirolisi sono:

- un residuo solido a cui viene dato il nome di char;

- una corrente di prodotti gassosi condensabili a cui si dà il nome di *tar*;
- una corrente di prodotti gassosi incondensabili cui si dà il nome di gas.

L'abbondanza relativa di questi tre prodotti dipende dal materiale di partenza e dalle condizioni di processo, quali:

- temperature di decomposizione più basse e tempi di contatto lunghi fra la fase gassosa e il residuo solido favoriscono la resa del char;
- temperature di decomposizione più elevate e tempi di contatto lunghi fra la fase gassosa e il residuo solido favoriscono la resa in gas;
- temperature di decomposizione intermedie e tempi di contatto brevi tra la fase gassosa e il residuo solido favoriscono la resa in *tar*.

I trattamenti pirolitici possono essere distinti per la temperatura massima che può essere raggiunta nel processo, la velocità di riscaldamento, la durata del riscaldamento e la natura più o meno ossidante dell'ambiente di reazione.

I trattamenti con pirolisi che sono considerati oggi più interessanti mirano ad ottenere prodotti liquidi come bio-olio e prodotti chimici. In questo tipo di processi bisogna operare in modo da favorire le rese dei prodotti gassosi in condensabili (*tar*); occorre quindi realizzare:

- un rapido riscaldamento del materiale da pirolizzare per fare in modo di minimizzare i tempi di permanenza alle basse temperature, che favoriscono le rese in char;
- un rapido allontanamento dei prodotti gassosi di pirolisi in modo da minimizzare i tempi di contatto fra prodotti gassosi e residuo solido, che favoriscono le rese in gas.

Il nome che viene dato al processo di pirolisi nel quale si cerca di realizzare le condizioni ideali per minimizzare la resa in *tar* prende il nome di *fast pyrolysis*; la durata di questo processo può essere stimata sull'ordine dei secondi. La problematica relativa a questo processo è la necessità di riscaldare velocemente le particelle del materiale da pirolizzare. Per ovviare a questo problema si possono impiegare particelle di piccole dimensioni, inoltre un ambiente di reazione turbolento, con elevati coefficienti di trasporto di materia e di calore, favorisce il rapido riscaldamento delle particelle e il

rapido allontanamento dei prodotti gassosi. Tutte queste condizioni vengono realizzate nei processi a letto fluido bollente o circolante. Andando ad analizzare il processo a letto bollente, possiamo notare che esso consente delle rese in *tar* del 70–75%. Il tempo di residenza del char nel reattore è più alto che per i prodotti gassosi ed è più controllato dalla velocità del gas. Nel letto trascinato invece, i tempi di residenza del char e dei prodotti gassosi nel reattore sono all'incirca equivalenti; quello che cambia è la potenzialità che è maggiore rispetto ai processi a letto bollente. Sempre nel letto fluidizzato i prodotti gassosi sono allontanati dal reattore col gas di trasporto che serve anche come diluizione. In un altro processo la pirolisi viene effettuata sottovuoto ovvero, i prodotti gassosi sono allontanati senza impiegare una corrente di gas eluente e i tempi di residenza del solido sono molto più lunghi. Le rese in *tar* sono le più basse (35 – 50 %) ma comunque sono superiori a quelle di una comune pirolisi per la rapidità con cui sono allontanati i vapori di *tar*. Una ulteriore possibilità per trasferire più velocemente calore alle particelle da pirolizzare è quella di realizzare un contatto molto stretto fra tali particelle e una superficie calda, questo metodo viene impiegato nei processi ablativi. Il reattore che viene impiegato in questi processi è un cilindro che viene mantenuto in rapida rotazione e le cui pareti sono riscaldate internamente, e la forza che assicura il contatto fra le particelle e le pareti del reattore è la forza centrifuga. Nella *fast pyrolysis* le temperature che si riscontrano nella fase solida (500°C) e nella fase gassosa (400 – 500°C), devono sempre essere accuratamente controllate durante il processo; i prodotti della fase gassosa devono essere depurati dalla fase solida trascinata e rapidamente raffreddati per condensare il *tar*; si tratta quindi di un processo avanzato con i parametri attentamente controllati al fine di massimizzare la produzione di *tar* e garantire una maggiore stabilità del prodotto liquido (bio-olio). La fase solida trascinata deve essere assolutamente e rapidamente separata in quanto il char trascinato catalizza il cracking dei prodotti condensabili. La separazione può essere effettuata tramite dei cicloni; l'utilizzo di questi, tuttavia, comporta in ogni caso un passaggio di materiale di dimensioni fini che va a favorire l'instabilità del prodotto liquido. Per ottenere un prodotto liquido più stabile si può utilizzare la filtrazione dei vapori caldi che al tempo stesso riduce di un 10–20% la resa, in quanto il char che si accumula sulle superfici del filtro catalizza il *cracking* dei vapori. La filtrazione del prodotto liquido sotto pressione è molto difficile in quanto le impurità di char interagendo con la lignina pirolitica,

vanno a formare un gel sulla superficie del filtro causandone l'intasamento. Un'altra metodologia per migliorare la qualità del prodotto liquido è utilizzare dei solventi come etanolo e metanolo che disciolgono parte degli insolubili andando così ad incrementare la stabilità del prodotto. Il prodotto liquido, il bio-olio, è un liquido bruno-verde, dall'odore acre molto denso rispetto a quello di un olio combustibile (1,2 kg/l contro 0,85 kg/l) e con un potere calorifico di circa 17 MJ/kg. Se si varia la materia prima che viene impiegata nel processo di pirolisi saranno di conseguenza variate le caratteristiche del bio-olio, in particolare:

- la viscosità (a 40°C) varia da 25 a 1000 cSt.;
- il contenuto d'acqua varia dal 15 fino ad un 30–35% in peso.

Questo contenuto d'acqua non può essere facilmente eliminato perché l'instabilità termica dell'olio impedisce di sottoporlo a distillazione. Inoltre la filtrazione a caldo dei vapori del processo di pirolisi permette di ridurre il contenuto di ceneri a meno dello 0,01 % e il contenuto di alcali a meno di 10 ppm. Nel bio-olio anche la presenza dei composti ossigenati è nociva ed è per questo che la completa deossigenazione del bio-olio si può effettuare tramite idrogenazione o cracking catalitico dei vapori su zeolite. Da questi trattamenti il bio-olio potrebbe sostituire l'olio combustibile, ad esempio nelle caldaie per la produzione di vapore. Altra applicazione è l'estrazione dal bio-olio di un gran numero di *chemicals* fra i quali molta importanza hanno gli aromi impiegati nell'industria alimentare; quest'ultima, attualmente, è l'unica applicazione commerciale del bio-olio. Attualmente l'impiego del bio-olio come combustibile non è economicamente competitivo per le seguenti ragioni:

- il bio-olio ha un costo del 10–100% superiore al costo di un combustibile fossile;
- ancora non esistono delle norme per l'uso e la distribuzione del bio-olio;
- essendo il bio-olio immiscibile con gli idrocarburi convenzionali esso non può essere impiegato in associazione con gli stessi;
- le apparecchiature che vengono utilizzate per convertire combustibili tradizionali in energia, devono, apportare sostanziali modifiche per essere in grado di convertire il bio-olio;

- non ci sono inoltre sufficienti incentivi allo sviluppo di nuove tecnologie di impiego dell'energia potenzialmente rinnovabile e "pulita".

Per fare in modo che l'utilizzo del bio-olio possa diffondersi, occorre che:

- il processo si sviluppi su larga scala riducendo così i costi;
- siano emanati gli standard di qualità e le norme per il trasporto e l'utilizzazione;
- vengano divulgate informazioni sul processo e sulle potenzialità commerciali del prodotto;
- vengano incentivati la produzione e il consumo.

3.3.3 *Gassificazione*

La gassificazione è un processo termochimico che consiste nell'ossidazione parziale della sostanza organica presente in un materiale combustibile solido, in modo da trasformarla in forma gassosa, tale processo termochimico avviene in una limitata e controllata quantità di ossigeno, o di altro agente gassificante, in maniera tale da realizzare una combustione parziale che fornisca l'energia necessaria per l'avanzamento delle reazioni endotermiche. Le condizioni per le quali si opera in carenza di ossigeno vengono chiamate substechiometriche. Tramite la combustione di una frazione del materiale alimentato, si può fornire l'energia necessaria per l'essiccamento e la volatilizzazione del materiale rimanente. Obiettivo del procedimento è quello di trasferire il contenuto energetico della sostanza solida iniziale nel potere calorifico di un combustibile in fase gassosa, che offre sicuramente un impiego più facile, ampio e flessibile; se invece si opera con una combustione tradizionale, tutto il contenuto energetico della sostanza solida organica iniziale viene trasferito nel calore sensibile dei prodotti della combustione (fumi) e deve quindi essere subito utilizzato. Tra i rifiuti gassificabili si trovano i rifiuti urbani e il Combustibile Derivato dai Rifiuti (CDR), i problemi dovuti alla tecnologia per la gassificazione dei rifiuti urbani si è finora scontrata con problemi legati alla disomogeneità del materiale, mentre per il CDR si hanno esempi applicativi soprattutto nei paesi che hanno potuto mettere a frutto le ricerche e le esperienze acquisite nella gassificazione del legno e del carbone e cioè nei

paesi scandinavi, in Germania e negli USA. I migliori risultati sono stati ottenuti alimentando i gassificatori con cascami densificati di varia natura e CDR bricchettato in percentuale del 30-40%. L'uso del solo CDR può essere ostacolato dall'eccessiva presenza di materiale plastico che aumenta la tendenza alla liquefazione delle bricchette, con conseguenti problemi per il processo di gassificazione.

Un impianto di gassificazione è costituito dalle seguenti sezioni fondamentali:

- Sezione di gassificazione, dove viene prodotto il gas di sintesi a partire dal combustibile primario, dall'acqua (o dal vapore) e dall'ossigeno. Questa sezione comprende il reattore di gassificazione e il sistema di preparazione ed alimentazione del combustibile;
- Sezione di produzione e di compressione dell'ossidante, tramite una unità di frazionamento criogenico dell'aria viene prodotto l'ossigeno che è essenziale per il processo di gassificazione. L'ossigeno una volta prodotto ad una pressione pari a quella atmosferica viene poi compresso, tramite un compressore, fino ad una pressione che è quella di esercizio ovvero quella richiesta dal processo di gassificazione;
- Sezione di raffreddamento e depurazione, il gas grezzo prodotto ad una altissima temperatura, viene raffreddato tramite degli opportuni scambiatori di calore (*syngas coolers*) recuperando quindi l'energia sensibile del *syngas* mediante produzione di vapore oppure, tramite una semplice miscelazione con acqua o con *syngas* freddo (*quenching*). Una volta raffreddato, il *syngas*, viene depurato da tutti gli elementi inquinanti (composti dello zolfo, ammoniaca, *tar*, ecc.);
- Sezione di potenza, rappresentata da un impianto a ciclo combinato gas/vapore il quale, viene alimentato con il *syngas* depurato in precedenza.

Il gas combustibile prodotto dalla gassificazione contiene normalmente CO₂, CO, H₂, CH₄, H₂O ma vi sono anche tracce di idrocarburi di peso molecolare maggiore e vari contaminanti tra i quali c'è il *tar*, l'olio bituminoso che viene prodotto a seguito delle reazioni di pirolisi e presente in forma di vapore all'interno del gas. La presenza di tali sostanze nel gas prodotto rende necessaria la presenza, negli impianti per il recupero energetico, di pretrattamenti per migliorare la qualità del combustibile realizzato. Nei cicli combinati, (turbina a gas – turbina a vapore), i rendimenti che possono essere

raggiunti sono limitati dalla necessità di immettere dei pretrattamenti ed è per questo che si attestano su valori compresi tra il 33% e il 40%, i quali variano a loro volta in funzione della tipologia e della dimensione dell'impianto. Nella gassificazione inoltre, vi è un problema legato alla tipologia di materiale da impiegare il quale deve essere abbastanza omogeneo all'interno del reattore; per questo motivo, questa tecnologia è applicata generalmente sul CDR, anche se non mancano esperienze di gassificazione condotte su RU tal quali. Attualmente le migliori tecnologie in uso prevedono in generale l'applicazione di due tipi di gassificatori: gasogeno a letto fisso con griglia mobile e gasogeno a letto fluido. Una delle tecnologie che ha suscitato maggiore interesse in questo campo è il processo *Thermoselect* il quale è basato sulla combinazione di una pirolisi, condotta a bassa temperatura, dei rifiuti con una gassificazione ad alta temperatura condotta con ossigeno quale agente gassificante. Tale processo può essere suddiviso in varie fasi che sono:

- Pressatura del rifiuto in un opportuno canale orizzontale che viene riscaldato dall'esterno, in assenza di aria, il che porta al conseguente essiccamento e trasformazione della frazione organica in un gas (gas di pirolisi) ed in un residuo carbonioso (*coke* di pirolisi);
- Gassificazione condotta ad elevata temperatura (2000°C) con ossigeno del residuo carbonioso in un reattore verticale, con conseguente produzione di un gas combustibile costituito da H₂, CO, H₂O E CO₂;
- Depurazione del gas di sintesi (gas combustibile) ottenuto grazie ad un raffreddamento con acqua a meno di 90°C, in un lavaggio acido, in un lavaggio basico ed in un trattamento finale di adsorbimento su carbone attivo. Il passaggio dalla temperatura di 1200°C (uscita reattore) alla temperatura di circa 90°C, effettuato in assenza di ossigeno, va ad impedire il riformarsi dei composti organoclorurati quali diossine e furani.

Il gas combustibile ottenuto da tale processo può essere usato in un motore endotermico oppure in una turbina a gas in ciclo combinato per la produzione di energia elettrica. Come abbiamo visto una caratteristica del processo *Thermoselect* è data dall'elevata temperatura a cui lavora il reattore di gassificazione, questo assicura la fusione dei metalli e delle scorie e la completa distruzione delle molecole organiche, in particolare

di quelle organoclorurate (PCDD e PCDF). Le scorie derivanti da questo processo sono ottenute sotto forma vetrosa e granulare mediante raffreddamento in acqua e, in quanto inerti, possono essere utilizzate come materiale da costruzione o di riempimento. Il primo impianto in cui è stato sperimentato il processo *Thermoselect* è l'impianto di Verbania avente una capacità di 225.000 t/a di rifiuti. Il motivo che suscita un interesse sempre maggiore per i processi di pirolisi e gassificazione applicati ai rifiuti solidi urbani e prodotti derivati è legato alla possibilità di trasformare materiali a base organica, disomogenei e difficili da stoccare, in prodotti con buone proprietà combustibili, caratteristiche qualitative costanti e maggior flessibilità di utilizzo. Tali potenzialità si scontrano però, allo stato attuale, con la presenza nel gas di componenti minori quali gas acidi (HCl, H₂S), ammoniaca e idrocarburi pesanti condensabili, che rendono necessari trattamenti preliminari di depurazione. Questi trattamenti, di norma anche complessi, oltre ad un impatto negativo sulla gestione del processo diminuiscono il contenuto energetico del gas e in definitiva il suo interesse applicativo. Inoltre la scarsità di impianti operanti su scala reale limita lo sviluppo e la diffusione di questa tecnologia, così come una valutazione completa su di essa.

L'utilizzo del processo di gassificazione dei rifiuti, così come quello del carbone e degli altri combustibili solidi in generale, potrebbe trovare ulteriori sviluppi nei prossimi anni come la tecnologia principale per il trattamento dei rifiuti e al tempo stesso riuscendo a produrre tutta una serie di gas di sintesi, tra cui il principale potrebbe essere l'idrogeno. In questo modo si sommerebbero i vantaggi della gassificazione dei rifiuti la quale presenta delle emissioni gassose molto basse avendo allo stesso tempo in uscita un prodotto altamente pregiato e utile come possibile sostitutivo dei combustibili fossili nei prossimi decenni.

3.4 Combustibili solidi

I combustibili solidi naturali includono il legno e le altre forme di biomassa, quali combustibili fossili (torba, lignite, litantrace, antracite), così come i rifiuti solidi urbani ed alcuni tipi di rifiuti industriali. Oltre al carbonio e all'idrogeno, i combustibili solidi contengono quantità significative di ossigeno, acqua, cenere, zolfo e azoto. L'umidità è presente nei combustibili solidi in due forme: l'acqua libera si trova tra le pareti cellulari

nel legno o all'interno dei pori, nei quali viene trattenuta per fenomeni di capillarità, l'acqua di legame, invece, viene trattenuta con meccanismi di adsorbimento fisico e presenta un piccolo calore di assorbimento. Nella valutazione del potere calorifico inferiore e superiore del combustibile occorre tener conto di entrambe le forme in cui è presente l'umidità ed inoltre la presenza di questa ha grande influenza sulla velocità di combustione e sull'efficienza complessiva del processo combustivo. Nel momento in cui il processo combustivo è giunto al termine, il materiale combustibile oggetto del processo è completamente bruciato e il residuo organico che resta alla fine di tale processo prende il nome di cenere.

Tipicamente le ceneri iniziano a fondere intorno ai 1200°C e diventano completamente fluide a 1300°C, anche se questo intervallo di temperature non è fisso ma può variare in funzione della tipologia di combustibile. Le caratteristiche delle ceneri giocano un ruolo importante nel progetto dei sistemi di combustione in relazione alla necessità di minimizzare i fenomeni di incrostazioni, sporcamento, erosione o corrosione dei materiali. La composizione dei combustibili solidi può essere riportata sulla base del combustibile tal quale, su base secca o su base secca senza ceneri. Il contenuto di umidità è dato dal rapporto tra la massa di umidità presente e la somma dell'umidità stessa, della sostanza secca e delle ceneri. Lo smaltimento dei rifiuti solidi urbani con recupero di energia per produzione di elettricità o calore costituisce una realtà tecnologica ormai consolidata.

Sia il problema rifiuti sia il recupero di energia da rifiuti sono questioni tipiche delle società industriali ricche. L'Italia si colloca nella media dei paesi Europei: nel 2005 si stimava una produzione di 31,7 milioni di tonnellate di Rifiuti Urbani (RU), corrispondente a 539 kg per abitante anno. Alla luce di questi dati si è ritenuto indispensabile sfruttare tali quantitativi di rifiuti per generare energia in forma utile (calore od elettricità). La possibilità di effettuare tale trasformazione, da rifiuti in energia utile, deriva dalla presenza, all'interno dei rifiuti stessi, di materiale combustibile che attraverso un processo di ossidazione, può liberare energia. Prima di analizzare alcuni aspetti caratteristici del loro degrado termico, è importante segnalare e definire, seppur in modo sommario, le principali caratteristiche e la qualità dei rifiuti. I rifiuti solidi urbani presentano logicamente una forte variabilità di composizione; si differenziano per il tenore di umidità, per la presenza di sostanze organiche putrescibili,

la contaminazione di microrganismi patogeni, la presenza di materiali con alto contenuto energetico ed infine, per la quantità di inerti. La frazione combustibile dei RU è costituita principalmente da carta, plastica, rifiuti organici umidi (legno, erba e scarti alimentari). Ovviamente ogni Paese ha una diversa composizione dei rifiuti ed ha una differente politica di smaltimento. Vietando il conferimento in discarica di rifiuti umidi organici si modifica fortemente la composizione dei RU poiché l'organico umido è talora anche più del 20-30% del totale. Prima dei processi di termovalorizzazione è anche utile separare la porzione non combustibile, quali materiali metallici e cementizi, ottenendo in tal modo un combustibile con migliori caratteristiche e più omogeneo. Il materiale, tritato meccanicamente e vagliato viene spesso separato fra secco, umido e materiali riciclabili. Si ottiene così il combustibile derivato da rifiuti (CDR) che potrà essere efficacemente utilizzato in processi di termovalorizzazione. Il CDR essiccato contiene componenti ad alto potere calorifero come legno, carta e plastica.

3.5 Caratterizzazione e potenziale energetico dei rifiuti

La possibilità di generare energia in forma utile (calore od elettricità) dai rifiuti deriva dalla presenza, nei rifiuti stessi, di materiale combustibile che, attraverso un processo di combustione, può liberare energia. Così come avviene per i combustibili, fin qui descritti, anche per i rifiuti si usa quantificare la potenzialità energetica tramite il potere calorifico, definito come l'energia termica liberata da un processo di combustione completa che, partendo da rifiuti ed aria, porta alla formazione di quelli che vengono chiamati prodotti di combustione. Nella Figura 3.1 viene schematizzato il processo di combustione in cui, per una migliore visualizzazione del fenomeno, vengono riportati i reagenti e i prodotti che partecipano al fenomeno.

La quantità di energia termica liberata è strettamente correlata alle condizioni alle quali avviene il processo di combustione; convenzionalmente si definisce il potere calorifico facendo riferimento alla combustione isobara a 1 atm (101,325 kPa) con reagenti e prodotti alla temperatura di 25°C; il calore che viene liberato dal processo è legato allo stato fisico dei prodotti di combustione, in particolare è di interesse rilevante lo stato fisico dell'acqua. Si andrà quindi a definire:

- Potere Calorifico Inferiore (PCI), il calore che viene liberato dalla combustione isobara a 1 atm e 25°C nel caso in cui tutta l'acqua generata dalla combustione si trovi allo stato gassoso.
- Potere Calorifico Superiore (PCS), il calore che viene liberato dalla combustione isobara a 1 atm e 25°C nel caso in cui tutta l'acqua generata dalla combustione si trovi allo stato liquido.

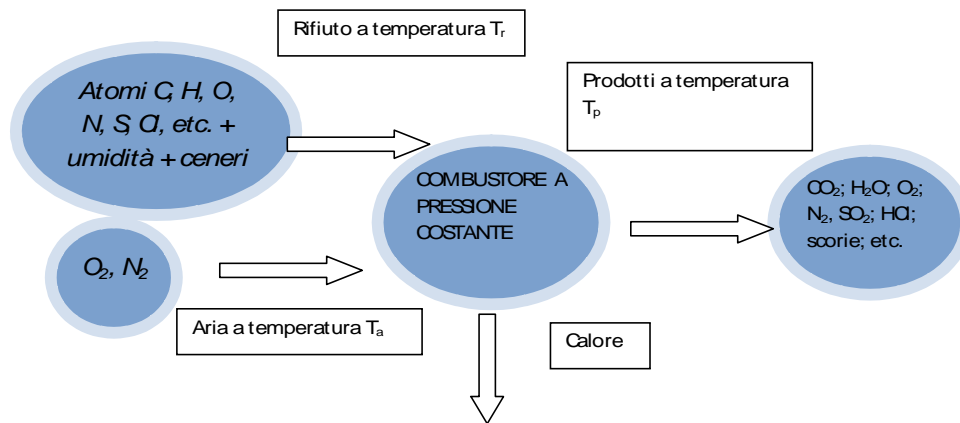


Figura 3.1: Schema di un processo di combustione

La differenza tra i due poteri calorifici non è altro che il calore latente di evaporazione dell'acqua nei prodotti di combustione. Ai fini pratici quello l'aspetto maggiormente interessante è il potere calorifico inferiore, in quanto nei dispositivi di combustione che vengono normalmente impiegati, tutta l'acqua contenuta nei gas generati dalla combustione si trova allo stato gassoso. Con l'aumento della produzione dei rifiuti è andato aumentando anche il loro potere calorifico; tale fenomeno è dovuto sia all'aumento delle frazioni merceologiche del rifiuto, carta e plastica, che più contribuiscono al potere calorifico sia al tempo stesso alla conseguente diminuzione della frazione organica (scarti vegetali ed animali). Tale aumento dei rifiuti cartacei e plastici è andato evolvendosi di pari passo con lo stile di vita e la propensione al consumo; la produzione di tali generi di rifiuti quindi, va sempre più riflettendo la massiccia diffusione di beni usa e getta, di imballaggi e di documentazione cartacea (Figura 3.2). Le materie plastiche, con l'eccezione del PVC a causa dell'alto tenore di cloro, hanno potere calorifico paragonabile a quello delle miscele idrocarburiche e contribuiscono ad innalzare il potere calorifico complessivo del CDR.

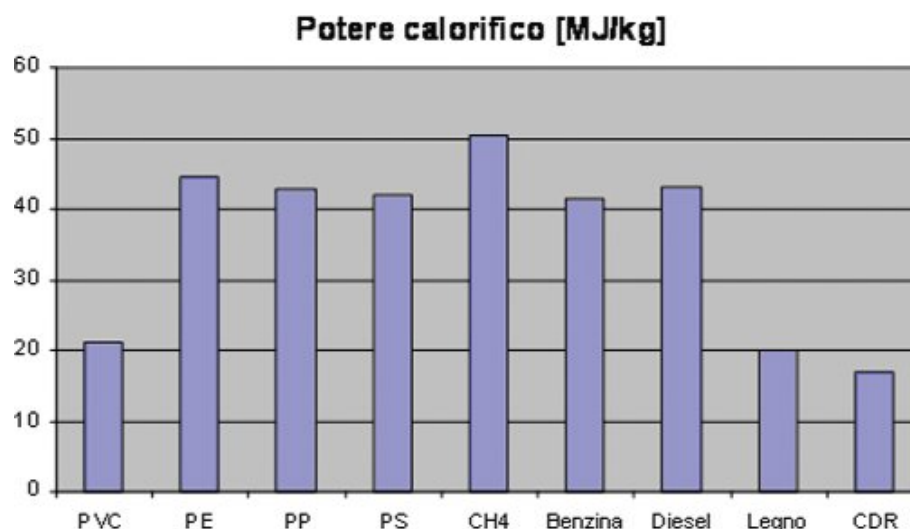


Figura 3.2: Potere calorifico di diversi combustibili.

3.5.1 Composizione elementare

Da un punto di vista energetico è conveniente considerare il rifiuto costituito dall'insieme di tre componenti: umidità, ceneri e materia combustibile la quale, a sua volta, è suddivisa in solidi volatili e carbonio fisso.

- L'umidità, è l'acqua intimamente frammista al materiale disomogeneo che costituisce il rifiuto. La presenza di questa acqua non influenza il valore del potere calorifico superiore, in quanto, questa, contenuta nel rifiuto allo stato liquido, attraversa inalterata il dispositivo di combustione senza scambiare energia. Per quanto riguarda il potere calorifico inferiore è proprio l'acqua a determinarne il valore abbassando il potere calorifico superiore di una quantità pari al suo calore latente di evaporazione. Questo calore viene infatti assorbito durante il passaggio all'interno del dispositivo di combustione considerato. In altre parole il potere calorifico inferiore dell'umidità, di interesse per le applicazioni pratiche, è negativo e pari a -583 kcal per kg di acqua liquida, ovvero pari al calore latente di evaporazione alla temperatura di riferimento di 25 °C.
- Le ceneri sono costituite da materia minerale non combustibile (vetro, metalli, pietrisco, frammenti di laterizio, etc.) che durante il processo di combustione può subire modificazione dello stato fisico ma non della composizione chimica. Da un punto di vista energetico queste sono neutre in quanto all'interno di un

processo di combustione, in cui reagenti e prodotti siano entrambi alla temperatura di riferimento, non generano e non assorbono energia. Nei sistemi di termo-utilizzazione dei rifiuti questa frazione si ritrova quasi interamente tra le scorie, ovvero i residui solidi che rimangono sul fondo della camera di combustione ma anche in quantità molto minore nelle polveri che, trasportate dai fumi, vengono poi raccolte attraverso dei filtri. Una piccola parte di ceneri, trascurabile dal punto di vista del bilancio di massa ma importante per l'aspetto ambientale, passa allo stato gassoso e non viene più eliminata dai filtri per il particolato solido ma richiede dei sistemi di rimozione come adsorbimento su matrici solide porose.

- La materia combustibile come detto si suddivide in solidi volatili e carbonio fisso; i primi rappresentano una frazione del rifiuto che durante il processo di combustione subisce una radicale modificazione della propria composizione chimica generando prodotti per lo più ossidati attraverso reazione fortemente esotermiche in fase gassosa. In tale frazione sono contenuti principalmente atomi di carbonio, idrogeno, ossigeno ed altri in quantità minori quali, azoto, zolfo, cloro, fluoro, etc. Gli effetti che questi ultimi hanno sul potere calorifico è secondario, ma risultano particolarmente importanti ai fini dell'impatto ambientale del processo di combustione. Il risultato che si ha per quanto riguarda il carbonio fisso è la frazione combustibile secca del rifiuto che costituisce la sostanza solida rimasta dopo la liberazione dei solidi volatili e che dà luogo a combustione eterogenea (Figura 3.3).

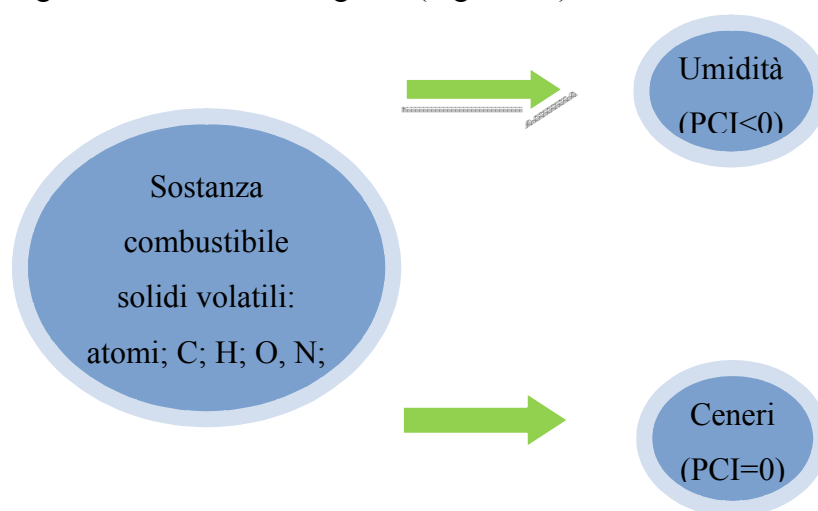


Figura 3.3: Schematizzazione delle frazioni rilevanti ai fini energetici che compongono il rifiuto

L'insieme di ceneri e solidi volatili prende anche il nome di frazione secca del rifiuto, ovvero tutti ciò che rimane dopo la rimozione dell'umidità. Nella Tabella 3.1 si riporta l'analisi della composizione chimico-fisica media dei rifiuti raccolti nella città di Roma negli anni 2007-2008 .

Tabella 3.1: Analisi della composizione chimico-fisica di un campione di RSU

Composizione Merceologica [%]	
Carbonio	43,39
Idrogeno	5,73
Ossigeno	29,96
Azoto	1,41
Zolfo	0,21
Totale solidi volatili	56,86
Ceneri	19,24
Umidità	29,55
Composti minori (mg/kg)	
Mercurio	<0,2
Cadmio	<0,2
Cromo	1,1
Rame	45,8
Piombo	24,1
Nichel	1,2
Arsenico	<0,2
Manganese	27,5
Potere Calorifico Superiore (kJ/kg)	11927
Potere Calorifico Inferiore (kJ/kg)	11580

Oltre che attraverso la composizione elementare riportata nella tabella precedente, il rifiuto può essere caratterizzato sulla base della composizione merceologica, ovvero, tramite le frazioni delle principali classi di prodotti in essi contenuti. La composizione merceologica è rilevante ai fini del recupero di materia perché in tal caso ciascuna frazione mantiene la propria identità chimico-fisica. Ai fini del recupero di energia sono rilevanti invece, solo la composizione elementare e il potere calorifico in quanto il processo di ossidazione alla base della combustione prevede la perdita dell'identità chimico-fisica di ciascuna frazione e la generazione di prodotti in quantità dipendente dalla sola composizione elementare.

3.6 Trattamenti termici, tempi caratteristici e dimensioni

Come detto in precedenza, quando i RU (materie plastiche, biomasse o comunque combustibili solidi) vengono riscaldati e portati ad alta temperatura, dopo una prima fase di essiccamento, rilasciano una serie di composti volatili che si formano a causa di trasformazioni chimiche e rotture di legami chimici presenti all'interno delle strutture polimeriche di plastiche e biomasse. Il processo di devolatilizzazione o pirolisi comporta un'elevata riduzione della massa iniziale del rifiuto. I gas che vengono rilasciati reagiscono con l'ossigeno presente nell'ambiente circostante e, ove praticabile, promuovono una combustione in fase gassosa, contemporaneamente alla devolatilizzazione del rifiuto, si ha la progressiva formazione di un residuo carbonioso molto deidrogenato, detto char. Il char così formato, non è più in grado di rilasciare composti volatili, e viene quindi consumato per ossidazione diretta con l'ossigeno che riesce finalmente a diffondersi all'interno della matrice carboniosa residua. Questa combustione eterogenea, tra il char e l'ossigeno, risulta favorita dalla prima fase di volatilizzazione, questo perché il rilascio delle specie volatili va ad aumentare la porosità e la superficie specifica del sistema. Nel processo di gassificazione la matrice carboniosa residua viene progressivamente convertita ad opera del vapore presente nel fluido di processo. La termovalorizzazione di materie plastiche, biomasse o comunque combustibili solidi è un complesso processo che prevede diverse reazioni chimiche, in fase omogenea ed eterogenea, il cui risultato finale dipende dalle condizioni operative utilizzate, in presenza di sufficienti quantità di ossigeno ed adeguate condizioni, la combustione sarà completa ed i prodotti finali saranno CO₂ ed H₂O uniti ad una percentuale sempre presente di cenere residua. Nel momento in cui ci si trova in una condizione di parziale carenza di ossigeno, la combustione risulterà necessariamente incompleta e si avrà un rilascio di composti organici volatili (COV), la formazione di idrocarburi incombusti, CO, idrocarburi policiclici aromatici (IPA) e particolato carbonioso (nerofumo, fuliggine o *soot*). In sintesi, il degrado termico dei combustibili solidi prevede i seguenti stadi:

- riscaldamento ed essiccamento;
- pirolisi con rilascio di composti volatili (gas e *tar*);

- combustione e/o ossidazione parziale in fase gas;
- combustione e/o gassificazione della matrice carboniosa (char).

La descrizione delle reazioni all'interno del solido risulta ancora più complessa se si considera la presenza di composti metallici che promuovono fenomeni catalitici che interagiscono in modo significativo nel processo di degrado. Prima di descrivere le caratteristiche biochimiche e chimiche delle biomasse e delle materie plastiche, è importante sottolineare l'influenza delle dimensioni caratteristiche dei rifiuti nei confronti dei successivi trattamenti termici. Il tempo necessario al riscaldamento del solido è influenzato, non solo dalla capacità di fornire il calore necessario, ma anche dalla capacità del sistema di ridistribuire questo calore e quindi dalle dimensioni del combustibile solido utilizzato. Una informazione preliminare ed utile per determinare il tempo necessario si ottiene utilizzando la teoria della penetrazione termica ed il numero adimensionale di *Biot* (Bi):

[Eq. 3.5]
$$Bi = \frac{h * L}{k}$$

Dove h è il coefficiente di scambio termico con l'esterno, L il raggio equivalente o la dimensione caratteristica della particella e k è la conducibilità termica del solido. Il numero di *Biot* rappresenta il rapporto tra il calore ricevuto dalla particella e la sua capacità di ridistribuirlo al suo interno. Numeri di *Biot* maggiori dell'unità indicano situazioni per le quali la particella ha difficoltà a smaltire e ridistribuire il calore ricevuto; in queste condizioni si ha un surriscaldamento superficiale ed il processo di riscaldamento è condizionato dalla effettiva possibilità del calore di penetrare all'interno del solido. Il tempo occorrente alla penetrazione termica, necessaria per realizzare il degrado termico del solido, è semplicemente ottenibile facendo riferimento alla diffusività termica:

[Eq. 3.6]
$$\alpha = \frac{k}{\rho * c} = \left[\frac{\text{lunghezza}^2}{\text{tempo}} \right]$$

ρ e c sono rispettivamente la densità ed il calore specifico. Le dimensioni della diffusività termica sono quelle di una velocità areolare e permettono di ottenere il tempo τ caratteristico per il riscaldamento del centro della particella come:

$$[\text{Eq. 3.7}] \quad \tau = \frac{L^2}{\alpha}$$

Volendo fornire un esempio, si prenda come riferimento un *pellet* di legno con diametro equivalente pari a 1 cm, densità di 800 kg/m³ e c pari a 0.25 kcal/kg/K, si ricava una diffusività termica:

$$[\text{Eq. 3.8}] \quad \alpha = \frac{k}{\rho * c} \approx \frac{1}{800 * 0.25} \approx 5 * 10^{-3} = \left[\frac{m^2}{h} \right]$$

e si ottiene un tempo minimo di riscaldamento dell'ordine del minuto:

$$[\text{Eq. 3.9}] \quad \tau \approx \frac{(0.01)^2}{5 * 10^{-3}} = 0.02h = 72s$$

Per questo motivo dunque nei termovalorizzatori a letto fluido vengono utilizzati CDR triturati aventi solitamente diametro equivalente a circa 1-2 cm, per ottenere quindi una efficace conversione con bassi tempi di permanenza. Al contrario, in apparecchiature a letto fisso, quali tipicamente i gassificatori, è preferibile compattare il CDR con operazioni di bricchettatura, arrivare a dimensioni di diversi cm, accettando quindi più elevati tempi di trattamento ma riducendo il rischio di una eccessiva aggregazione del materiale nelle diverse fasi di degrado termico. Analogamente nei bruciatori a polverino di carbone le dimensioni caratteristiche del combustibile sono dell'ordine di qualche decina di mm e garantiscono tempi di combustione ben inferiori al secondo.

3.7 Schematizzazione della combustione

Quando la particella di un combustibile solido si trova immersa in una corrente gassosa calda subisce tre successivi stadi di perdita di materia: essiccamento, volatilizzazione e combustione del char e della sostanza volatile. L'importanza relativa dei tre processi dipende sostanzialmente dalla dimensione della particella di combustibile.

3.7.1 Essiccamento

Si andranno ora ad analizzare, entrando maggiormente nel dettaglio, le tre fasi fondamentali del processo di combustione dei combustibili solidi; come detto in precedenza, all'interno di un combustibile solido, l'umidità è presente sotto due diverse forme: come acqua libera all'interno dei pori del materiale o come acqua di legame adsorbita alla struttura superficiale interna della particella. Non appena una particella si trova a contatto con una corrente gassosa, subisce fenomeni di trasmissione del calore per convezione ed irraggiamento verso la sua superficie, calore che poi attraverso il fenomeno della conduzione migrerà all'interno della particella. Per particelle polverizzate (ovvero di dimensioni di circa 100 μm) l'acqua viene vaporizzata ed espulsa in modo molto più rapido, prima che le sostanze volatili vengano rilasciate. Il tempo di essiccamento di una particella con tali caratteristiche dimensionali coincide con il tempo necessario a scaldare la particella stessa fino alla temperatura di evaporazione più il tempo per espellere il vapore acqueo verso l'esterno. È possibile quindi applicare un bilancio di energia alla singola particella avente area superficiale A_p , affermando che la variazione di energia all'interno della stessa eguaglia la velocità di cessione del calore per la vaporizzazione dell'acqua più il trasferimento netto di calore verso la particella per convezione e irraggiamento.

$$[\text{Eq. 3.10}] \quad \frac{d}{dt}(m_w u_w + m_{df} u_{df}) = -\dot{m}_w h_{fg} + q$$

Dove i pedici w e df indicano rispettivamente l'acqua e il combustibile secco, h è il calore latente di vaporizzazione per unità di massa d'acqua ed il flusso di calore q è esprimibile come segue:

$$[\text{Eq. 3.11}] \quad q = \varepsilon \sigma A_p (T_b^4 - T_p^4) + \tilde{h} A_p (T_g - T_p)$$

dove \tilde{h} è il coefficiente di trasferimento di calore per convezione corretto per la presenza di fuoriuscita di gas dalla superficie, valutato alla temperatura del film intorno alla particella.

$$[\text{Eq. 3.12}] \quad T_m = \frac{T_p + T_g}{2}$$

ε è l'emissività del corpo grigio per il materiale considerato, T_p è la temperatura della particella solida e T_g è quella dell'ambiente all'interno del forno assunta uguale a quella del gas che circonda la particella. Integrando l'equazione di bilancio tra la temperatura iniziale e quella di ebollizione dell'acqua, usando la relazione

$$[\text{Eq. 3.13}] \quad u = c \cdot dT$$

notando che la temperatura di ebollizione è molto più bassa della temperatura all'interno dell'ambiente di combustione, e avendo indicato con m_{wi} la massa iniziale di acqua presente nella particella, si può ottenere la seguente espressione del tempo di essiccamento

$$[\text{Eq. 3.14}] \quad t_{dry} = \frac{(m_{wi} c_w + m_{df} c_{df})(373 - T_i) + m_{wi} h_{fg}}{q}$$

Tale equazione è valida solo per particelle di dimensioni ridotte, in quanto nel caso contrario non è possibile trascurare la presenza di gradienti all'interno della materia solida. A causa di tali gradienti l'umidità migra dall'interno mentre le sostanze volatili già cominciano ad essere espulse dalla zona periferica esterna della particella. Si viene così a creare, nei pori interessati alla volatilizzazione, alta pressione che spinge una parte dell'umidità verso l'interno fino a che la pressione interna non cresce e diventa uniforme in tutto il volume solido. Per grandi particelle, quindi, si ha un flusso iniziale

di vapore acqueo verso l'interno della particella contemporaneamente al flusso verso l'esterno. Uno strato di pirolisi comincia a svilupparsi a partire dall'esterno e gradualmente si sposta verso l'interno rilasciando volatili e formando quindi char. Il fenomeno del rilascio di umidità riduce il trasferimento di calore e di materia verso la superficie della particella e, conseguentemente, riduce anche la velocità di distruzione della stessa. Appena il rilascio di umidità e volatili si riduce, la superficie del char inizia a reagire. Da quanto detto sinora, si può concludere che quando si passa a considerare un combustibile caratterizzato da una geometria considerevole, ovvero formato da particelle di dimensioni abbastanza rilevanti, si incontrano una serie di processi (evaporazione dell'umidità, volatilizzazione, combustione del char e della sostanza volatile) simultanei e caratterizzati da reciproche influenze. Un esempio caratteristico del fenomeno appena descritto, può essere la combustione di un tronco di legno durante la quale disidratazione e pirolisi si svolgono parallelamente fino a che non si è consumata la maggior parte della massa e resta solo char: lo strato esterno, nel quale si è già formato il char, è scuro e poroso, la zona in cui sta avvenendo la pirolisi è uno strato sottile e marrone mentre la parte interna del tronco è chiara e costituita da legno ancora umido e che si trova ancora al di sotto dei 100°C nonostante la temperatura nelle zone più esterne sia notevolmente più alta. L'umidità ancora presente all'interno del tronco impedisce la conduzione di calore verso l'interno e una parte dell'acqua viene trattenuta durante quasi tutta la durata del processo di combustione ed, in alcuni casi, fino a che si è consumata il 99% della massa iniziale del tronco.

3.7.2 Volatilizzazione

Quando il processo di essiccamento di una particella di dimensioni non considerevoli, o di una determinata porzione di solido nel caso di granulometria maggiore, è completato, la temperatura del materiale inizia a crescere e conseguentemente il solido inizia a decomporsi rilasciando composti volatili. Fino a che le sostanze volatili fuoriescono dal solido attraverso i pori, l'ossigeno presente all'esterno della particella in esame, trovando i pori ostruiti dalle sostanze volatili non riesce a penetrare all'interno della particella e quindi la volatilizzazione è sostanzialmente un processo di pirolisi. La velocità di volatilizzazione e i prodotti della pirolisi dipendono sia dalla temperatura sia dal tipo di combustibile. Successivamente, quando l'ossigeno viene a contatto con i

prodotti della pirolisi, questi si accendono e danno origine ad una fiamma adesa al contorno della particella. La fiamma a sua volta riscalda ulteriormente la particella accelerando quindi il processo di volatilizzazione, fino a che il vapore acqueo continua a fuoriuscire dal solido, la fiamma rimane debole. La temperatura comincerà ad aumentare quando tutto il vapore si sarà allontanato dalla particella, il campo di temperatura all'interno del quale si svolgono e si completano i fenomeni di decomposizione termica per pirolisi, è funzione della natura del combustibile. La velocità di volatilizzazione di un combustibile solido può quindi essere rappresentata da un'espressione del primo ordine, con una costante di velocità, tramite la forma di Arrhenius (Yang *et al*, 2003):

$$[\text{Eq. 3.15}] \quad \frac{dm_v}{dt} = -m_v k_{0,pyr} e^{-\frac{E_{pyr}}{\hat{R}T_p}}$$

nella quale m_v indica la massa di volatili, pari alla differenza tra la massa totale secca della particella e le masse di char e ceneri. Occorre considerare che la velocità di pirolisi è indipendente dalle dimensioni della particella, ma solo fino a che è possibile assumere che la temperatura della stessa sia costante. Generalmente il tempo di riscaldamento è abbastanza basso rispetto a quello di pirolisi per combustibili in forma polverizzata, per particelle più grandi occorre invece tener conto del transitorio di riscaldamento della particella. L'energia di attivazione ed il fattore pre-esponenziale che appaiono nella equazione della velocità di pirolisi, devono essere determinati sperimentalmente in relazione a specifiche condizioni di combustione e alla tipologia di combustibile. Nel caso in cui la temperatura della particella si mantenga costante durante il processo di volatilizzazione, si può calcolare l'andamento della perdita di massa della particella nel tempo, durante il processo di pirolisi, integrando l'equazione precedente:

$$[\text{Eq. 3.16}] \quad \ln\left[\frac{m_p - m_c - m_a}{m_{pi} - m_c - m_a}\right] = -k_{0,pyr} e^{-\frac{E_{pyr}}{\hat{R}T_p}} t$$

Nell'utilizzare espressioni di questi tipo, si è fatta l'ipotesi di considerare la trasformazione del combustibile solido nei prodotti di pirolisi, come formati da una

singola reazione chimica. Ovviamente nella realtà i combustibili solidi contengono molti composti complessi che, sottoposti a riscaldamento, subiscono una serie di processi complessi caratterizzati da molteplici trasformazioni chimiche, ciascuna delle quali caratterizzata da una propria velocità di reazione. I processi sopra indicati possono portare a reazioni sia esotermiche che endotermiche; nonostante questo, poiché il calore netto di volatilizzazione è molto vicino allo zero, si può utilizzare l'espressione della velocità di reazione nella classica forma di Arrhenius (Yang *et al.*, 2003).

[Eq. 3.17]
$$k = k_0 e^{\frac{E}{RT}}$$

Per descrivere approssimativamente il tasso di trasformazione del processo globale di pirolisi. Nel caso in cui si abbiano combustibili aventi una granulometria più rilevante, il tempo necessario affinché la particella posta all'interno dell'ambiente di combustione si riscaldi fino alla temperatura di pirolisi e conseguentemente lo strato di pirolisi avanzi verso l'interno diventa considerevole. L'accensione di un combustibile solido, ovvero il fenomeno di formazione della fiamma, può avvenire per ignizione o della sostanza carboniosa fissa costituente il char sulla superficie della particella, o dei composti volatili liberatisi nello strato limite attorno alla stessa, quale dei due meccanismi si verifichi prima dipende dalla velocità di trasferimento convettivo e radiativo verso la particella. Nel caso in cui il meccanismo radiativo sia abbastanza forte da permettere un rapido riscaldamento della superficie fino alla temperatura di ignizione del carbonio, oppure il termine convettivo causa un rapido allontanamento dei volatili dalla superficie prima che questi possano accumularsi in concentrazione tali da permettere la combustione, allora si verifica prima un accensione del char sulla superficie. In una situazione nella quale invece, il riscaldamento della superficie sia piuttosto lento, i composti volatili si accendono per primi, in virtù della loro inferiore temperatura di ignizione.

Si può inoltre osservare che il char ha una temperatura di ignizione più bassa della grafite: questo è una conferma del fatto che il char, pur essendo costituito prevalentemente da carbonio, contiene anche altri composti, come l'idrogeno. Infatti nelle usuali condizioni di combustione il processo di pirolisi non allontana dal solido tutta la quantità di idrogeno presente. Il tempo di ritardo nell'accensione dipende dalle

dimensioni delle particelle, dalla diffusività termica, dalle velocità di trasferimento del calore e di pirolisi e dal contenuto di umidità. Mentre per un combustibile polverizzato il tempo di ignizione è di pochi millisecondi, per diametri equivalenti intorno al centimetro si possono avere anche tempi di alcuni secondi. Se la temperatura è molto al di sotto del valore di ignizione, per particelle grandi il ritardo nell'accensione può anche essere dell'ordine di molti minuti.

3.7.3 Combustione del char

La combustione del char rappresenta il passaggio finale per il processo di combustione dei combustibili solidi. Si è visto che il char è la sostanza solida, prevalentemente carboniosa, che rimane, insieme alla cenere, dopo il completamento del processo di volatilizzazione. Il char è molto poroso e infatti la percentuale in volume dei vuoti varia dal 70% al 90% in funzione delle caratteristiche del combustibile. Quando non ci sono più sostanze volatili che fuoriescono dai pori delle particelle, grazie all'elevata porosità l'ossigeno può diffondersi attraverso lo strato limite gassoso esterno e passare all'interno delle particelle.

La velocità di combustione del char dipende sia dalla cinetica chimica della reazione superficiale che intercorre tra sostanza carboniosa ed ossigeno, sia dalla velocità di diffusione dell'ossigeno nello strato limite e all'interno dei pori. La reazione superficiale produce soprattutto monossido di carbonio e quindi si tratta sostanzialmente di una reazione di combustione parziale. Successivamente il CO reagisce al di fuori della particella, in fase omogenea gassosa, a formare anidride carbonica. La reazione eterogenea superficiale solitamente porta la temperatura del char circa 100-200°C al di sopra della temperatura imperturbata del gas all'esterno della particella. La velocità di combustione del char è funzione di vari parametri tra cui la concentrazione di ossigeno, la temperatura del gas, il numero di *Reynolds*, le dimensioni e la porosità del char stesso. A fini ingegneristici è appropriato usare una velocità di reazione globale. L'alternativa consisterebbe nell'usare le velocità delle singole reazioni elementari e considerare la cinetica di tutti i processi di trasporto di materia e di calore. Ciò richiederebbe però una descrizione ed una valutazione molto dettagliata e complicata sia dello strato limite sia della struttura interna dei pori.

La velocità di reazione globale è espressa solitamente in termini di velocità di reazione della massa di char per unità di area superficiale esterna e per unità di concentrazione di ossigeno nello strato limite gassoso. Trattandosi di reazioni globali i risultati dovrebbero essere verificati in tutto l'intervallo di applicazione. Si può quindi rappresentare il processo di combustione attraverso tale reazione globale affermando che il carbonio presente nel char reagisce formando con ossigeno CO e CO₂. Nella realtà, come già accennato, il monossido di carbonio è il prodotto principale quindi si fa riferimento alla reazione seguente:



Il carbonio a sua volta reagisce anche con l'anidride carbonica e con il vapor d'acqua secondo le reazioni seguenti:



La cinetica delle ultime due reazioni è molto più lenta di quella della prima e assumono quindi importanza solo nel momento in cui l'ossigeno inizia a scarseggiare. Di conseguenza, se si considera che le condizioni operative prendono a riferimento una combustione operante con un forte eccesso d'aria, è possibile prendere in considerazione solo la prima delle tre reazioni di ossidazione. Per rappresentare la velocità di combustione del char vengono utilizzate espressioni in forma generale come quelle di seguito riportate, valide per particelle solide di forma sferica contenute all'interno di un determinato volume di controllo solido (Shind and Choi, 2000; Fjellerup *at al*, 2005):

$$[\text{Eq. 3.21}] \quad \frac{d[M_{CHAR}]}{dt} = -A \cdot S \cdot [O_2]^a \cdot \frac{1}{\frac{1}{k_r} + \frac{1}{k_m}}$$

nella quale:

M_{char} è la massa in kg di char presente all'interno del volume solido considerato;

T_p è la temperatura della particella in K;

k_r è la costante di velocità della reazione chimica del char data dalla seguente relazione (Shind and Choi, 2000):

[Eq. 3.22]
$$k_r = A_r \cdot T_p \cdot e^{\frac{B_r}{T_p}}$$

k_m è il coefficiente di trasferimento di massa;

S è l'area superficiale all'interno del volume di controllo considerato in m^2 ;

$[O_2]$ è la concentrazione di ossigeno nella fase gassosa che lambisce la particella in $kmol/m^3$;

A , A_r ed E_r sono parametri cinetici di derivazione sperimentale dipendenti dal tipo di combustibile ed eventualmente dalle condizioni di combustione.

3.7.4 Formazione di cenere

Il tipo e la quantità di sostanza minerale presente nel combustibile solido possono andare ad influenzare il processo globale di combustione. Quando il char brucia, i minerali, che sono dispersi nel combustibile sotto forma di ioni e di particelle di dimensioni inferiori al micron, vengono convertiti in uno strato di cenere sulla superficie del char. Lo strato di cenere, oltre ad innalzare la resistenza alla diffusione dell'ossigeno, in quanto va ad ostruire i pori della particella, specialmente nelle fasi avanzate della combustione, può avere un effetto significativo sulla capacità termica, sul trasferimento radiativo di calore e sulle reazioni superficiali. Dal punto di vista tecnico inoltre il contenuto e la composizione delle ceneri può influenzare la natura del particolato emesso o dar luogo a fenomeni di fusione o di sporcamento delle superfici di scambio termico.

4 Impianti di termovalorizzazione

Il trattamento termico dei rifiuti, costituisce attualmente lo schema impiantistico a maggior impegno tecnologico nel campo del trattamento e smaltimento dei rifiuti urbani, esso coinvolge tre fenomeni e tre sezioni impiantistiche che hanno finalità e utilizzano principi del tutto diversi tra loro, ma che nel ciclo sono tra loro interdipendenti:

- Il ciclo termico e la combustione dei rifiuti ad esso conferiti con la formazione degli scarti residui, classificabili come ceneri e scorie;
- I prodotti gassosi che originati dalla combustione i fumi caldi che scambiano il loro calore in una caldaia a recupero e necessitano poi di essere trattati prima di essere immessi nell'ambiente esterno;
- Il fluido che recupera, scambia e trasforma l'energia prodotta nel ciclo termico in energia elettrica da immettere nella rete.

Al momento le tre tecniche attualmente disponibili per un processo di termovalorizzazione sono:

- L'incenerimento;
- La gassificazione e la pirolisi.

Nell'incenerimento l'ossidazione dei rifiuti è ottenuta ad alta temperatura e con forti eccessi d'ossigeno ovvero, con quantità maggiore di quella stechiometrica, mentre nella gassificazione e nella pirolisi si opera ad alta temperatura, ma con carenza e/o assenza di ossigeno, al fine di favorire la rottura delle molecole complesse dei rifiuti con lo scopo di ottenere gas combustibili. In Italia attualmente la tecnologia più usata è l'incenerimento. L'incenerimento per essere applicabile deve considerare due importanti limiti: il primo è il potere calorifico del rifiuto (può essere stimato mediamente in 7.500-8.000 kJ/kg sul RU indifferenziato, in circa 10.500 kJ/kg dopo una prima selezione grossolana e in circa 15.000/20.000 kJ/kg dopo Trattamento Meccanico-Biologica TMB) che deve essere il più elevato possibile per motivi legati al recupero energetico; il secondo limite è quello della potenzialità di smaltimento

dell'impianto; una volta appurata la complessità della tecnologia con cui si opera e i relativi costi di gestione dell'impianto a cui si va incontro, è bene che un impianto abbia una potenzialità non inferiore a circa 150-200 t/g altrimenti, se si scende al di sotto di tale *range*, si andrebbe incontro ad un notevole aumento dei costi che porterebbe l'impianto ad una completa ingestibilità. Continuando ad analizzare i costi di gestione diventa evidente la necessità del recupero energetico del calore prodotto dal forno inceneritore, o direttamente come vapore, usato poi come fonte di produzione di energia elettrica o come teleriscaldamento; l'unico fattore negativo del recupero energetico del calore è dovuto all'incremento parziale dei costi nella realizzazione dell'impianto; ma nonostante questo, la necessità di disporre in un impianto di una sezione per il recupero energetico è diventata obbligatoria per legge ormai da tempo (sino dal 1997 con l'emissione del decreto legislativo 22/97 c.d. il decreto Ronchi).

Dopo questa breve introduzione si può schematizzare un impianto di termovalorizzazione nei suoi componenti principali quali:

- Fossa di accumulo rifiuti;
- Camera di combustione;
- Caldaia per il recupero energetico;
- Turbo-generatore per la produzione di energia elettrica;
- Unità per la depurazione fumi;
- Scarico scorie e ceneri.

Nella seguente suddivisione la camera di combustione è l'elemento che caratterizza l'impianto, le tipologie più utilizzate di camera di combustione sono le seguenti:

- Forno a griglia → è la tipologia di incenerimento più utilizzata da decenni. Il sistema è stato sviluppato ed ottimizzato sotto il profilo dell'impatto ambientale e dell'economia, vale a dire minore contenuto di ossigeno e maggiore sviluppo di calore (>80%) in origine con carico di rifiuti grezzi, senza pretrattamento, ovvero con utilizzo di rifiuti selezionati;
- Forno a letto fluido → questo sistema di camera di combustione, ormai consolidato nella tecnica di produzione dell'energia e trattamento dei rifiuti, è

particolarmente idoneo per il trattamento dei rifiuti omogenei. La combustione che avviene all'interno di un letto fluido può essere considerata come un'evoluzione delle precedenti in quanto utilizza per la combustione il metodo delle caldaie circolanti operanti a pressione atmosferica (ACFB) con sensibile riduzione della pressione atmosferica e un maggior controllo delle emissioni inquinanti. Il forno a letto fluido opera a temperature medie ed è idoneo a rispettare i requisiti di compatibilità ambientale ed è caratterizzato anche da un alto grado di economia; ovvero un grande sfruttamento del calore con un basso contenuto di O₂. Questa tipologia di camera di combustione ha però l'esigenza di avere a monte un sistema meccanico di frantumazione dei rifiuti;

- Forno rotante (tamburo rotante) → è un sistema che trova il suo maggior utilizzo per l'incenerimento dei rifiuti non omogenei, come sono ad esempio i rifiuti chimici, liquidi e sanitari. Un difetto del tamburo rotante è la sua bassa regolabilità che richiede quindi un eccesso d'aria che comporta a sua volta ad una riduzione dell'economicità. Il forno rotativo non è utilizzato per il trattamento dei rifiuti solidi urbani;
- Gassificazione/pirolisi → è un sistema che si basa sulla degassificazione /gassificazione dei rifiuti, con la successiva combustione ed è finalizzata al recupero energetico in ciclo combinato;

In base alla configurazione del forno ed alle tecnologie adottate per la sua realizzazione, il sistema ha un determinato campo di funzionamento rappresentabile attraverso opportuni diagrammi, come quello rappresentati in Figura 4.1 e Figura 4.2 (Arena *et al*, 2007) (portata di rifiuto, espressa in t/h, vs potenzialità termica, o carico termico, in Gcal/h): noto quindi il PCI del rifiuto, se ne può desumere il quantitativo da trattare nelle normali condizioni operative, evitando così di ricorrere all'impiego di combustibili ausiliari o di sovraccaricare la camera di combustione.

Una buona combustione è infatti il primo fattore di controllo delle emissioni; con i forni di combustione (ed in generale di pirolisi e gassificazione seguita dalla combustione dei prodotti) attualmente disponibili e con le forme di controllo e gestione messi in atto,

questo risultato è senz'altro ottenibile e si può dire che i forni di incenerimento siano tra i sistemi di combustione che offrono le più elevate prestazioni, anche tenendo conto delle caratteristiche dei materiali che debbono essere inceneriti, cioè che questi siano solidi, liquidi, gassosi, allo stato di fango, etc.

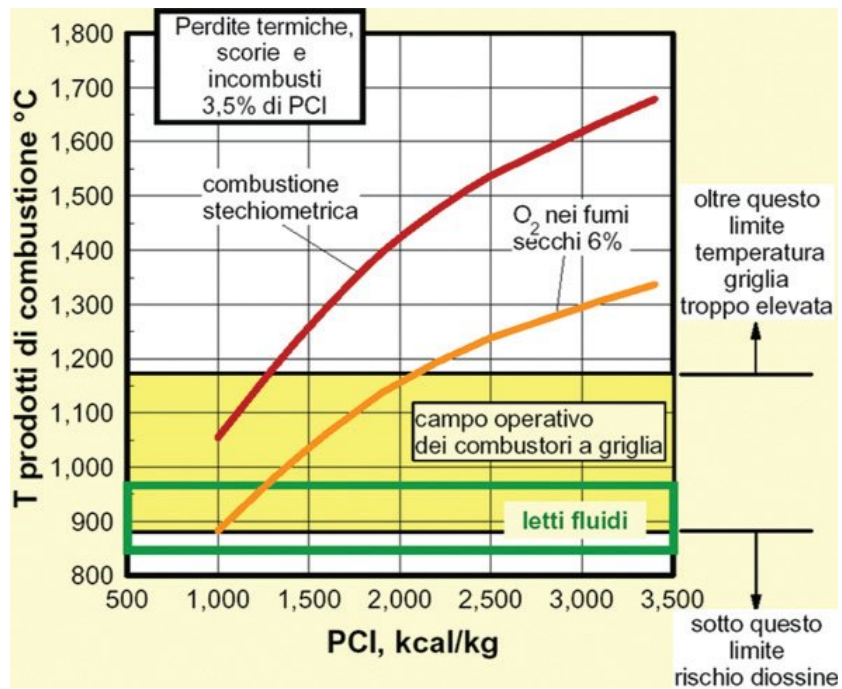


Figura 4.1: Campo operativo dei combustori a griglia (Arena *et al*, 2007)

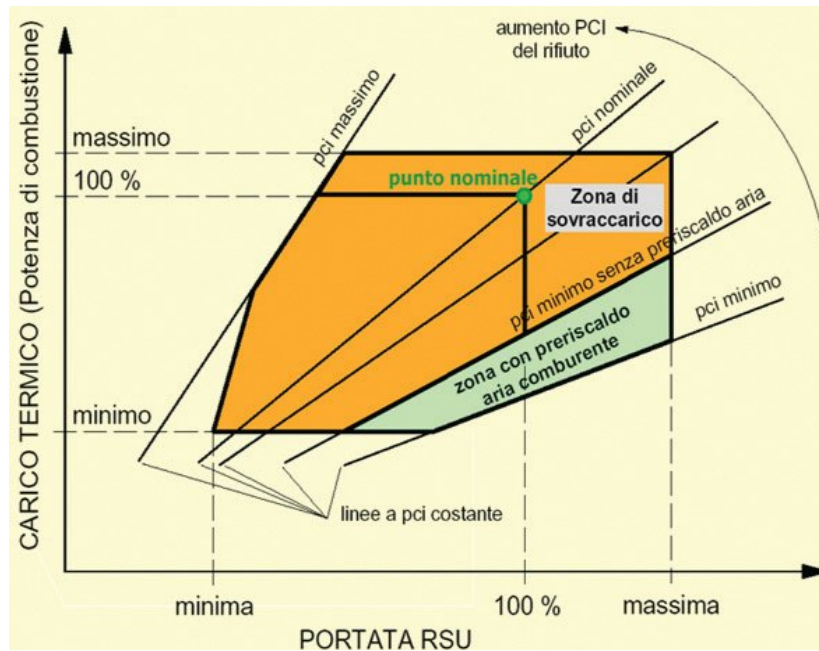


Figura 4.2: Diagramma di griglia del combustore (Arena *et al*, 2007)

Al fine di soddisfare le diverse esigenze sono stati sviluppati differenti tipi di forni, alcuni hanno caratteristiche molto elastiche e possono essere alimentati con materiali di forma anche molto differente tra loro, altri invece vengono progettati per trattare materiali aventi ben specifiche caratteristiche, e non sono in grado di tollerare (o tollerano molto male) alimentazioni di tipo diverso.

Una volta effettuato il recupero energetico il problema successivo, che si pone in un impianto, è la depurazione dei fumi che è fondamentale per l'eliminazione e la riduzione degli inquinanti emessi in atmosfera. Si può conseguire l'eliminazione e la riduzione degli inquinanti generati dal processo di combustione attraverso: cicloni, elettrofiltri, torri a secco, *scrubber* ad umido, filtri a manica, etc. Le scorie prodotte dal forno e le polveri raccolte dalla linea di depurazione dei fumi devono essere smaltite in discarica idonea oppure, solamente per quanto riguarda le scorie, riutilizzate secondo le procedure e le normative vigenti.

4.1 Forni a griglia

4.1.1 Impianti di combustione con forni a griglia

L'incenerimento con i forni a griglia costituisce oggi la tecnologia più consolidata e, come tale, di più largo impiego nella combustione dei rifiuti, con particolare preferenza per rifiuti urbani di grandi dimensioni, ma in questo tipo di forni possono essere trattati anche alcuni tipi di rifiuti speciali e ospedalieri.

I forni a griglia sono oggi disponibili in molte configurazioni e in una vastissima gamma di taglie che possono avere un range compreso tra 50.000 t/a e oltre 300.000 t/a. La caratteristica di questi forni è data dalla griglia di combustione (fissa o mobile) su cui viene formato un letto di rifiuti dello spessore di alcune decine di centimetri, così da mantenere caratteristiche di combustione medie costanti, anche se si hanno rifiuti variabili e irregolarità nell'alimentazione.

Data la natura composta del combustibile usato e della variabilità del suo potere calorifico inferiore, occorre scegliere una griglia che consenta la combustione più completa possibile, questo si può ottenere variando la quantità d'aria di combustione (aria primaria) in funzione della qualità termica ma soprattutto in funzione della dimensione del rifiuto.

Il forno a griglia è caratterizzato da una grande flessibilità, perché è in grado di bruciare anche rifiuti non selezionati, in pezzature molto diverse e a basso potere calorifico (è implicito comunque il fatto che una preparazione del rifiuto in pezzatura idonea diminuisca notevolmente il rischio della presenza di incombusti); il forno a griglia è in grado di assorbire, inoltre, grandi variazioni di carico termico e cicli di funzionamento discontinui, inoltre i tempi di avviamento sono ragionevolmente contenuti. Oggi esistono ancora possibilità di miglioramento attraverso l'impiego di nuovi materiali, una migliore fluidodinamica del letto di rifiuti o l'ottimizzazione della griglia. Una delle ultime novità tecnologiche introdotte, per esempio, ha permesso di risolvere il problema dell'alimentazione di rifiuti a potere calorifico più elevato, tramite l'adozione di griglie raffreddate ad acqua. L'unico limite di questi forni è l'idoneità alla combustione dei soli rifiuti solidi e l'impossibilità di trattare i rifiuti liquidi o semiliquidi. Di seguito nella Figura 4.3, a scopo illustrativo, si riporta lo schema funzionale di una tipologia di griglie, mentre nella Figura 4.4 viene fornita una schematizzazione dei processi che avvengono all'interno del letto di rifiuti su una griglia.

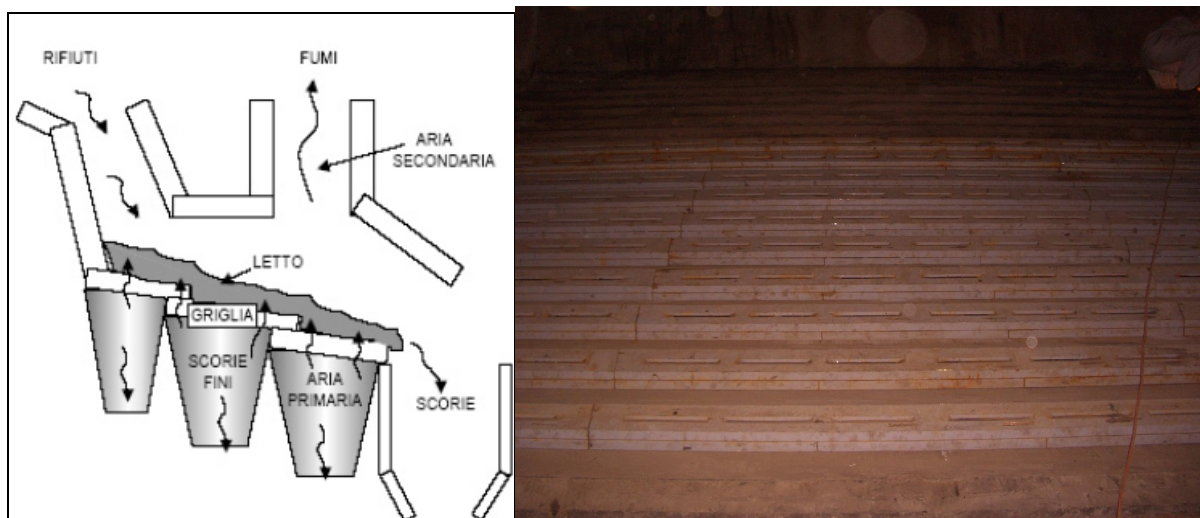


Figura 4.3: Camera di combustione con forno a griglia

La tipologia di impianto con forno a griglia prevede i seguenti componenti:

- Tramoggia di alimentazione;
- Sistema idraulico di alimentazione e di movimentazione della griglia;
- Ventilatore d'aria di combustione;

- Zone dell'aria primaria situate sotto la griglia;
- Griglia mobile o fissa raffreddata ad aria e/o acqua;
- Ugelli per l'immissione dell'aria secondaria;
- Caldaia per il recupero energetico.

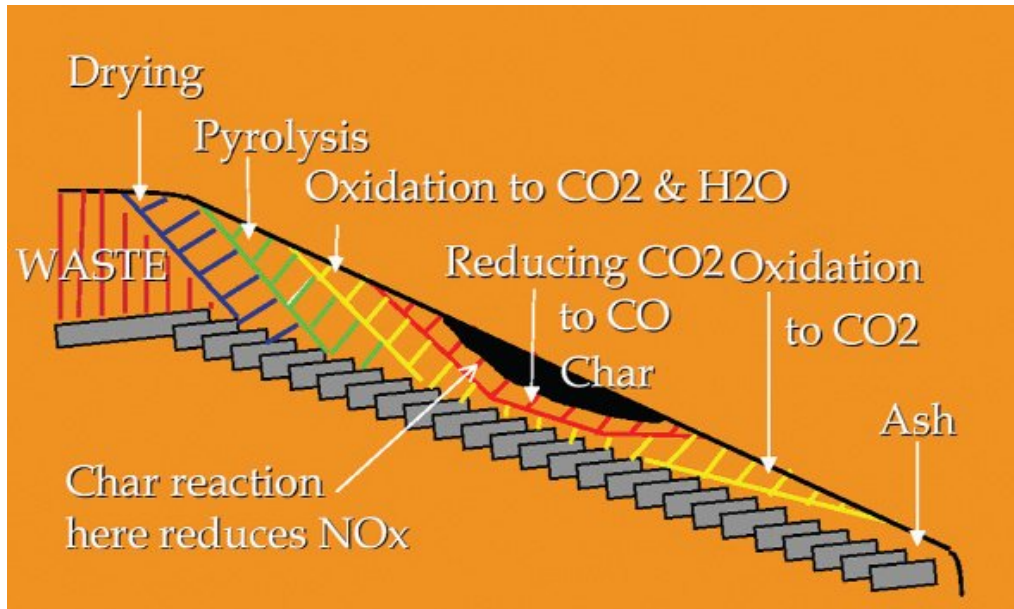


Figura 4.4: Camera di combustione a griglia e schematizzazione dei processi all'interno del letto di rifiuti.

Il rifiuto è avviato al forno tramite una tramoggia di carico e, attraverso specifici sistemi di alimentazione, viene spinto nella griglia in modo da formare un letto di più di una decina di centimetri. Il sistema prevede inizialmente un insufflamento d'aria primaria al di sotto della griglia di alimentazione, dal basso verso l'alto, e poi di un quantitativo d'aria secondaria sia per la completa combustione dei gas caldi, che si sono formati sulla griglia stessa, sia per la completa distruzione dei composti organici tossici quali diossine e furani. L'immissione di aria primaria nel forno deve essere tale da garantire una buona turbolenza per ottenere l'ossidazione delle sostanze ed evitare la creazione di zone di raffreddamento le quali potrebbero portare allo spegnimento delle reazioni. Le modalità con cui vengono introdotte aria e rifiuti, possono essere di tre tipi:

- **flusso in equicorrente** → Questo tipo di alimentazione è preferibile per combustibili secchi (residui di legno, paglia) in sistemi che usano aria

preriscaldata. Il sistema aumenta il tempo di residenza dei gas incombusti sul letto e favorisce la riduzione delle emissioni degli NO_x grazie al prolungato contatto dei gas con il combustibile carbonizzato. È necessario controllare il trasporto di ceneri volatili, questo comporta un'attenta progettazione del flusso nel forno.

- **flusso in controcorrente** → Preferibile per combustibili a basso potere calorifico (corteccia umida, *chips* di legno, segatura). I gas caldi passano sulla biomassa fresca e umida. È necessario però un buon *mixing* tra gas combusti ed aria secondaria per evitare la presenza di incombusti in ingresso nel boiler (aumento emissioni). L'essiccamento del rifiuto e il trasporto del vapore dal letto aumentano per convezione.
- **flusso incrociato** → È una combinazione dei due sistemi; è in uso in impianti con camera di combustione secondaria verticale. E' necessario il controllo della temperatura, il ricircolo dei gas combusti e la camera di combustione raffreddata ad acqua; il raffreddamento ad acqua riduce i volumi dei gas al camino, impedisce la sinterizzazione delle ceneri sulle pareti e aumenta il periodo di vita del refrattario. Nella prima parte della griglia avviene l'essiccamento del rifiuto con la liberazione di sostanze volatili composte in parte da umidità evaporata. Il rifiuto essiccato entra nella zona centrale della griglia dove avviene la combustione vera e propria del medesimo il quale, viene convertito in una frazione gassosa e in un residuo solido incombusto; questo tipo di materiale costituito essenzialmente da incombusti, ceneri pesanti e scorie, viene scaricato nella parte terminale della griglia dove viene poi avviato in vasca d'accumulo a bagno d'acqua, per abbassarne la temperatura al fine di avviarlo ad opportuni trattamenti che vedremo in seguito. Le sostanze incombuste che si ottengono dalla combustione del rifiuto non si trovano solamente alla fine della griglia ma, vi sarà anche una parte di sostanze incombuste più fini e leggere che verrà trascinata nei fumi come polveri. Quantitativamente le cosiddette scorie o ceneri pesanti non superano il 10-15% in peso del rifiuto entrante nella camera di combustione.

I parametri che si debbono tenere in considerazione in sede di progetto della camera di combustione sono:

- Tempo di permanenza dei rifiuti necessario alla piena combustione e della parte organica del rifiuto;
- Temperatura di combustione e tenore di ossigeno (min 6%) nei fumi che tengano conto, oltre che della completa ossidazione del rifiuto e del miglior recupero energetico anche della minimizzazione degli inquinanti quali diossine, furani, IPA, ossidi di Azoto, etc.
- La temperatura di combustione alla fine della camera di combustione fissata dal Decreto Lgs 133/05 a un minimo di 850 °C.

La tecnica al giorno d'oggi è stata in grado di realizzare forni che operano con temperature comprese tra i 1050-1100°C; questi risultati sono stati ottenuti grazie ad:

- Eccesso d'aria (e) di circa 1.8;
- Riscaldamento dell'aria di combustione primaria fino a 200°C;
- Eliminazione, nella camera di combustione, di tutte le superfici di scambio della caldaia non schermate;
- Bruciatori ausiliari che in caso di un notevole calo di apporto energetico dei rifiuti entrano automaticamente in azione per rialzare la temperatura;
- Eventuale preriscaldamento dell'aria di combustione al fine di poter far fronte alle variazioni del potere calorifico dei rifiuti;
- Condizioni di turbolenza dei fumi al fine di ottimizzare la combustione, presupposto per minimizzare la formazione di alcuni inquinanti e migliorare il recupero energetico.

Le condizioni ottimali per una migliore turbolenza dipendono sia dalla posizione degli ugelli dell'aria secondaria sia dagli eventuali bruciatori di supporto. I bruciatori di supporto dovrebbero essere situati nella volta vicino alla tramoggia di alimentazione, nella zona primaria della griglia, e nella parete terminale del forno, ovvero sopra lo scarico delle scorie. La posizione migliore degli ugelli invece, nel caso di equicorrente, è la volta e le pareti sub-orizzontali del restringimento che si trova subito prima della camera di post-combustione. Nel seguito verranno riportati e dettagliatamente illustrati alcuni coefficienti caratteristici dei forni a griglia; alcuni dei quali si riferiscono al

carico che può supportare una griglia, carico visto sia dal punto di vista termico sia dal punto di vista massivo.

- Carico termico superficiale della griglia (q_r) → con questo termine si intende la quantità di combustibile che si può bruciare, per unità di superficie della griglia e per unità di tempo, espresso in kcal/m²h. Questo carico ovviamente deve essere tale da assicurare una elevata efficienza di combustione in base ai tempi di residenza dei rifiuti. Il *range* entro cui opera il carico termico è compreso tra 400.000-800.000 Kcal/m²h ma è anche possibile raggiungere valori più alti in dipendenza dalla potenzialità dell'impianto B_m (kg/h), dal potere calorifico inferiore PCI (kcal/kg) e dalla superficie della griglia su cui poggiano i rifiuti, F_r (m²), secondo la relazione:

$$[Eq.4.1] \quad q_r = B_m * \left(\frac{PCI}{F_r}\right)$$

- Carico specifico termico (CST) → definito come la quantità di calore apportato nel forno nell'unità di tempo (kcal/h). Questo parametro ricopre un ruolo fondamentale nel dimensionamento della camera di combustione:

$$[Eq.4.2] \quad S = \frac{PT}{CST}$$

Dove S è la superficie della griglia (m²) e PT è la potenza termica (400.000 - 600.000, kcal/m²*h)

- Carico termico volumetrico → definito come carico termico per unità di volume (kcal/m³h), anche questo parametro come il precedente è fondamentale per il dimensionamento della camera di combustione:

$$[Eq.4.3] \quad V = \frac{PT}{CST}$$

Dove V è il volume della camera di combustione in m³;

- Carico massivo (Q_r) → esprime la quantità di rifiuti da immettere sulla griglia per unità di superficie della griglia ($\text{kg}/\text{m}^2\text{h}$), e viene definito come:

$$[\text{Eq.4.4}] \quad Q_r = \frac{B_m}{F_r}$$

Dove B_m indica la potenzialità e F_r la superficie del forno.

- Rendimento lineare della griglia (Q_b) → indica la massima quantità di rifiuti che si possono alimentare per ogni metro di larghezza della griglia.

$$[\text{Eq.4.5}] \quad Q_b = \frac{B_m}{R_b}$$

Nella Tabella 4.1 si possono riassumere tutti i parametri di progetto di maggiore importanza e le condizioni operative di tale tipologia di forni.

Tabella 4.1: Parametri di progetto e condizioni operative dei forni a griglia

Parametri progettuali e condizioni operative per forni di griglia	
Carico termico sulla griglia	400.000-800.000 kcal/h*m ²
Carico termico volumetrico	60.000-200.000 kcal/h*m ³
Tempo di residenza dei rifiuti	45-120 min
Tempo di residenza dei fumi	2-6 s
Temperatura di esercizio	850-1100 °C
Rendimento energetico	20-22%
Eccesso d'aria	70-100%

4.1.2 La griglia

L'elemento principale del forno è la griglia che con i suoi movimenti favorisce l'avanzamento, il mescolamento e l'omogeneizzazione dei rifiuti; il raffreddamento delle griglie può essere effettuato mediante il solo passaggio dell'aria di combustione o anche attraverso sistemi di raffreddamento ad acqua. Questa tipologia di griglia è stata messa a punto per quelle tipologie di rifiuti ad elevato potere calorifico, superiore a 13-15 MJ/kg. La griglia migliore deve soddisfare determinate esigenze quali:

- minimo contenuto di incombusti nelle scorie in rapporto ad un basso eccesso d'aria;
- affidabilità di funzionamento, non ci devono quindi essere effetti di surriscaldamento e conseguenti deformazioni dei telai di supporto e di tutti gli organi meccanici di comando, inoltre, ci deve essere un minimo attrito e una bassa esposizione alla fiamma in modo da prolungare la vita dei barrotti (elementi costituenti la griglia);
- l'eliminazione, per quanto possibile, di eventuali intasamenti nei fori per il passaggio dell'aria e una buona tenuta al passaggio dei metalli fusi sotto la griglia.

Attualmente esistono varie tipologie di griglie ma i sistemi più affermati sono le griglie a gradini a movimento alternato di cui si trovano in commercio varie tipologie quali:

- griglia a rinculo, ove il movimento dei gradini è opposto all'avanzamento dei rifiuti per una migliore omogeneizzazione;
- griglia a semplice movimento alternato, in cui un gradino fisso si alterna con uno mobile il quale è caratterizzato da un movimento alternato;
- griglia a doppio movimento alternato: tutti i gradini sono in movimento e mentre quello a monte avanza, quello a valle retrocede;
- griglia con doppio movimento alternato con gradino fisso, in questa tipologia abbiamo due gradini in movimento alternato e uno fisso tra i due.

Gli impianti più moderni adottano esclusivamente griglie mobili sia orizzontali che inclinate. I forni a griglia mobile sono composti da una camera, alla cui base si trova una suola di combustione costituita da una griglia, di norma inclinata e formata da una serie di gradini mobili. Nella Figura 4.5 si può vedere un esempio di impianto con camera di combustione a griglia.

4.1.3 Camera di combustione e post-combustione

Le moderne camere di combustione, grazie alle migliorate prestazioni, hanno permesso di superare l'imposizione di una successiva camera, detta di post-combustione, prevista

espressamente dalla passata normativa. Nella camera di combustione la griglia è generalmente concepita modularmente e negli impianti più moderni, ogni modulo è dotato di un proprio sistema indipendente che provvede al movimento dell'elemento stesso ed al fabbisogno di aria comburente, grazie ad un sistema di telecamere a infrarossi che rilevano le temperature sulla superficie nelle varie zone della griglia ed interviene sulle regolazioni di aria comburente e velocità di trasporto.



Figura 4.5 : Esempio di camera di combustione e dimensioni di una griglia

Nella prima zona della griglia avviene l'essiccamento del materiale, successivamente si ha la zona di combustione primaria dove si raggiungono le temperature più elevate, valori di 1100–1200°C, grazie ad una migliore distribuzione dell'aria comburente si ottiene una diminuzione del flusso totale, limitando la formazione termica degli NO_x. L'aria di combustione primaria viene insufflata a diverse velocità in zone diverse all'interno dello strato del materiale combustibile. Il flusso di attraversamento medio è nell'ordine dei 0,3 Nm³/s*m². Successivamente l'aria di combustione secondaria è insufflata frontalmente e posteriormente alla camera di combustione, in modo da ottenere una forte turbolenza nei gas sovrastanti lo strato di combustione. Nella parte terminale della griglia di combustione si ha il completamento della combustione delle scorie, che al termine del loro percorso vengono estratte per caduta all'interno di una guardia idraulica che, oltre a provvedere al loro rapido raffreddamento, impedisce ingressi d'aria incontrollati nella camera di combustione. Le scorie raffreddate sono trasportate per mezzo di coclee e nastri trasportatori nella zona di stoccaggio prevista,

previo, opzionalmente, un trattamento di deferrizzazione finale tramite separatori magnetici. La camera di combustione può essere di 3 tipi (Figura 4.6):

- equicorrente;
- controcorrente;
- corrente mediana.

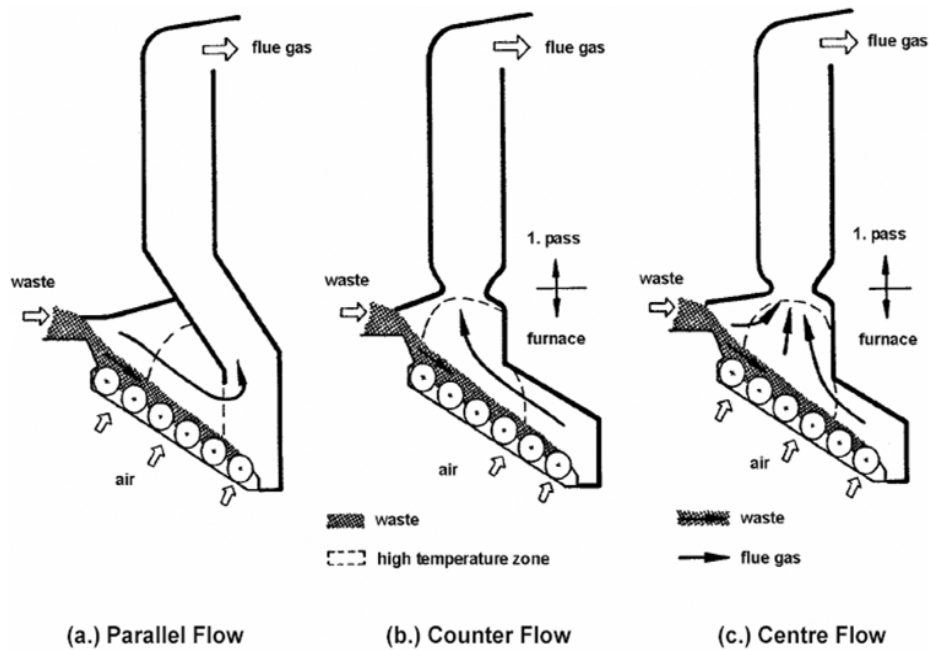


Figura 4.6: modalità di introduzione di aria e rifiuti

La scelta del tipo di camera dipende, dal potere calorifico e dall'umidità dei rifiuti. Ad esempio, per gli scarti industriali e le immondizie ben combustibili, che si accendono appena alimentate nel forno, sono utilizzate camere in equicorrente, caratterizzate da un percorso dei gas più lungo. Se invece si lavora con rifiuti che hanno caratteristiche opposte, viene utilizzata una camera controcorrente o corrente mediana, che implica il ritorno dei gas caldi verso la zona iniziale di essiccamento e, anche in questo caso, un percorso dei gas più lungo.

Le pareti della camera di combustione e il restringimento a venturi che collega questa camera a quella di post-combustione, sono stati oggetto di miglioramenti costruttivi. Il rivestimento delle pareti laterali deve essere costruito con materiali che non facciano disperdere calore e, contemporaneamente, deve essere sufficientemente freddo da impedire che le ceneri semifuse si attacchino alle stesse. I materiali per raggiungere questi obiettivi sono caratterizzati da mattoni speciali in carburo di silicio raffreddati

con tubi evaporativi al di dietro degli stessi. Le pareti del restringimento sono anche esse rivestite da cemento a base di carburo di silicio, di tubi evaporatori membranati. Nel restringimento che collega le due camere si ha la massima turbolenza e conseguente forte sviluppo di calore, la pigiata di cemento deve essere caratterizzata da una bassa porosità e permeabilità ai gas in maniera tale da proteggere sia i tubi sia gli ancoraggi del cemento dalla corrosione.

In genere il volume totale della camera è in grado di assicurare carichi termici volumetrici compresi tra 60.000–70.000 kcal/m³h. La camera di post-combustione può essere descritta come una zona di completamento della combustione dei fumi prodotti della camera di combustione primaria.

Nella recente normativa, parte quinta del D.Lgs. 152/2006, la camera di post-combustione non è espressamente imposta, ma viene spesso ancora adottata perché permette di controllare con maggiore garanzia il rispetto delle condizioni imposte dalla norma. L'impianto di incenerimento deve infatti possedere una zona di combustione in cui la massa dei fumi che giungono al suo interno sono in una condizione di forte turbolenza, vi debbono rimanere per un tempo superiore ai due secondi, ad una temperatura superiore ai 850°C, in presenza di una quota di ossigeno superiore al 6%. Per rispettare queste condizioni la camera di post-combustione possiede due parametri dimensionali fondamentali, la sezione di ingresso e la sua geometria, non sempre individuabili con certezza in un'unica camera primaria. La sezione di ingresso doveva, ai sensi del DPR 915/89, determinare una velocità d'ingresso dei fumi minima >10 m/s, questo valore non è così espressamente richiamato dalla recente normativa (D.Lgs. del 152/2006) anche se nello stesso decreto viene ribadita la necessità di turbolenza nei fumi. Il volume della camera di post-combustione viene determinato dal tempo di residenza dei fumi, minimo 2 s, e dalla portata dei fumi alla temperatura di esercizio del forno.

Nel dimensionamento della camera di post-combustione deve essere ricordato che il tempo medio di permanenza dei fumi non è un parametro completamente esaustivo, al fine di ottenere l'efficienza del trattamento infatti, è anche importante la distribuzione dei tempi di permanenza dei fumi attorno al proprio valore medio. La camera di post-combustione è inoltre dotata di bruciatori ausiliari in grado di innalzare la temperatura al suo interno ogni qual volta la temperatura scenda al di sotto degli 850°C imposti dalla

normativa e della possibilità di introdurre aria comburente, detta secondaria, qualora la concentrazione dell'ossigeno sia inferiore ai limiti imposti; nel dimensionare la camera di post-combustione si dovrà tenere conto anche del volume dei fumi apportato dall'aria dei bruciatori ausiliari.

4.2 Impianti di combustione a letto fluido

I combustori a letto fluido sono notevolmente diffusi nel campo petrolchimico, nella termodistruzione dei residui di lavorazione di vario genere e, soltanto nell'ultimo periodo hanno trovato larga diffusione nello smaltimento dei rifiuti e specialmente del combustibile derivato dai rifiuti (CDR o RDF).

Nell'ambito dello smaltimento dei rifiuti l'impiego dei letti fluidi (rotanti e circolanti) si è diffuso dapprima in Giappone e più recentemente in Europa, attualmente esistono impianti in vari paesi europei (Gran Bretagna, Svezia, Finlandia, Germania, Italia e altri).

Il forno a letto fluido è costituito essenzialmente da una camera cilindrica verticale formata da materiale refrattario o membranato sulle pareti a sezione variabile, nella quale avviene la combustione dei rifiuti; questi, generalmente, sono miscelati ad un supporto inerte, e sono mantenuti in sospensione mediante insufflazione di aria primaria comburente, immessa dal basso verso l'alto, attraverso una griglia posta alla base del cilindro. Il materiale inerte e granulare, usualmente composto da sabbia silicea o dolomite, ha il compito di favorire i processi di scambio termico e fornire sufficiente inerzia termica al sistema, il movimento di questo letto di sabbia garantisce un buon contatto comburente-combustibile, oltre ad una notevole uniformità di temperatura e di miscelazione, tutti fenomeni che contribuiscono a garantire una combustione costante e completa.

Alla sabbia può essere aggiunto un reagente alcalino per rimuovere, già in questa sede, parte delle sostanze acide, data l'elevata temperatura del letto (700-850°C) l'efficienza di rimozione dell'acido cloridrico (HCl) e dell'acido fluoridrico (HF) è piuttosto bassa, mentre per temperature superiori agli 800°C la rimozione degli ossidi di zolfo risulta decisamente migliore. L'aria che viene immessa sotto la griglia per favorire la

fluidizzazione del letto viene denominata aria primaria, mentre l'aria che viene immessa nella parte più alta del forno, la quale deve assicurare una completa miscelazione e rapida diffusione dell'ossigeno necessario al completamento delle reazioni ossidanti, viene chiamata aria secondaria. I forni a letto fluido, se necessario, possono essere equipaggiati con bruciatori ausiliari, disposti all'entrata della camera stessa sia per garantire condizioni operative costanti, mantenendo la temperatura a livello richiesto, sia e soprattutto per raggiungere rapidamente la fase di regime.

Il diametro dei forni può arrivare fino ad 8-10 metri e le singole unità possono arrivare a bruciare fino a circa 8-10 t/h di rifiuto. I tempi di permanenza, le ampie superficie specifiche e una buona trasmissione del calore sono elementi alla base di un'ottima combustione.

Il recupero di energia, quindi, che si può ottenere da un letto fluido può essere comparabile se non addirittura superiore a quello con un impianto a forno a griglia; si può stimare infatti un rendimento energetico di circa il 24-25% contro un rendimento attorno al 20% per impianti a griglia. Così come i forni a griglia, anche il letto fluido non può operare con tutte le tipologie di rifiuto, ma l'alimentazione del letto fluido richiede per una buona e corretta gestione una pezzatura ridotta del materiale combustibile e perciò, l'applicazione della tecnologia del letto fluido è particolarmente indicata per la combustione di CDR o di rifiuti pre-trattati, almeno con selezione e triturazione.

4.2.1 Letto fluido bollente (BFB)

Per la modesta velocità dell'aria immessa sul fondo (1-3 m/s) e per la sua geometria di aspetto tronco-conica della camera di combustione, la miscela rifiuto-supporto inerte rimane confinata sul fondo della camera dalla quale viene poi estratta la scoria a mezzo di coclee. Questa tipologia di forno è di interesse per impianti con produzione maggiore di 20 MW. Il materiale di cui si compone il letto è sabbia silicea dello spessore di 1 mm, l'aria secondaria viene immessa da una serie di ugelli orizzontali all'inizio della parte superiore della fornace (*freeboard*), al fine di ridurre le emissioni di NO_x (Figura 4.7). A differenza del letto fluido bollente a carbone, il combustibile non viene introdotto sopra al letto, ma dentro il letto, a causa della maggiore reattività della biomassa rispetto al

carbone. Il letto deve essere preriscaldato prima di introdurre il combustibile che non può superare l'1-2% del letto .

I vantaggi del letto fluido bollente (BFB) sono:

- flessibilità rispetto alla pezzatura del combustibile ed alla sua umidità;
- possibilità di utilizzare miscele di combustibili diverse.

Mentre gli svantaggi sono:

- difficoltà ai carichi parziali, nei moderni BFB questa problematica viene risolta tramite *Bed-Splitting/ Bed-Staging*.

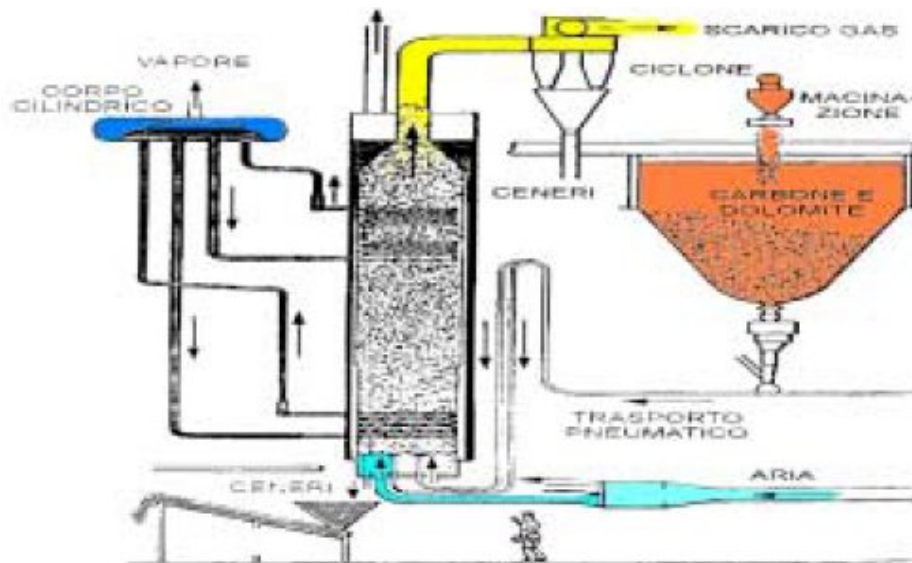


Figura 4.7: Schema funzionale di un combustore a letto fluido bollente

4.2.2 Letto fluido ricircolante

In questa tipologia di impianto, per l'elevata velocità di immissione dell'aria (fino a 10 m/s), la maggior parte delle particelle è trascinata verso l'alto. Le particelle fresche, troppo pesanti, rimangono nella camera di combustione, quelle leggere unitamente agli inerti lasciano il letto trasportate dai gas di combustione e vengono convogliate attraverso un sistema di cicloni in cui il particolato, separato dai fumi, viene ricircolato, mentre i fumi sono avviati al recupero; questa tipologia di letto è di interesse per impianti con una produzione maggiore di 30 MW.

Sul letto ricircolante si ha un notevole aumento della velocità di fluidizzazione a 5-10 m/s e una riduzione della pezzatura del letto a 0,2-0,4 mm. La sabbia a causa

dell'elevata velocità dell'aria viene trasportata con i gas, separata tramite dei cicloni e reintrodotta in camera di combustione. La temperatura che vige nel letto è di circa 800-900°C e viene controllata tramite scambiatori esterni che raffreddano la sabbia nel caso in cui dovesse superare una temperatura limite fissata intorno agli 800-900°C, in questo caso si prevede l'installazione di pareti raffreddate con acqua. Esaminando alcuni vantaggi dei letti fluidi ricircolanti si nota:

- presenza di una maggiore turbolenza che comporta un migliore scambio termico ed una distribuzione omogenea di temperatura nel letto, il che porta ad una migliore combustione;
- una maggiore facilità di controllo del sistema di *air-staging*;
- la possibilità di includere scambiatori di calore nella parte superiore della camera di combustione;
- minore volume dei gas combusti infatti sia i volumi della caldaia che quello dei sistemi di *gas cleaning* sono minori (circa il 40%) e, di conseguenza, lo sono anche i loro costi di investimento.

Guardando ora le problematiche e gli svantaggi rispetto ai BFB si può evidenziare:

- maggiori dimensioni e conseguentemente maggior costo dell'impianto;
- maggiore carico di sabbia nei gas, che in parte sfugge dal controllo del separatore (ciclone) con la conseguenza di una maggiore perdita di materiale dal letto;
- necessità di utilizzare un combustibile con minori dimensioni medie (0,1- 40 mm), e la necessità di pretrattamenti dei rifiuti,
- difficoltà ad operare a carichi parziali.

Di seguito, Figura 4.8, si riporta lo schema di un impianto utilizzante un forno a letto fluido circolante mentre nella Figura 4.9, è mostrato invece il particolare della camera di combustione dove si nota la particolarità che distingue questo tipo di letto da quello bollente, ovvero il ricircolo del materiale costituente il letto dovuto all'elevata velocità dell'aria.

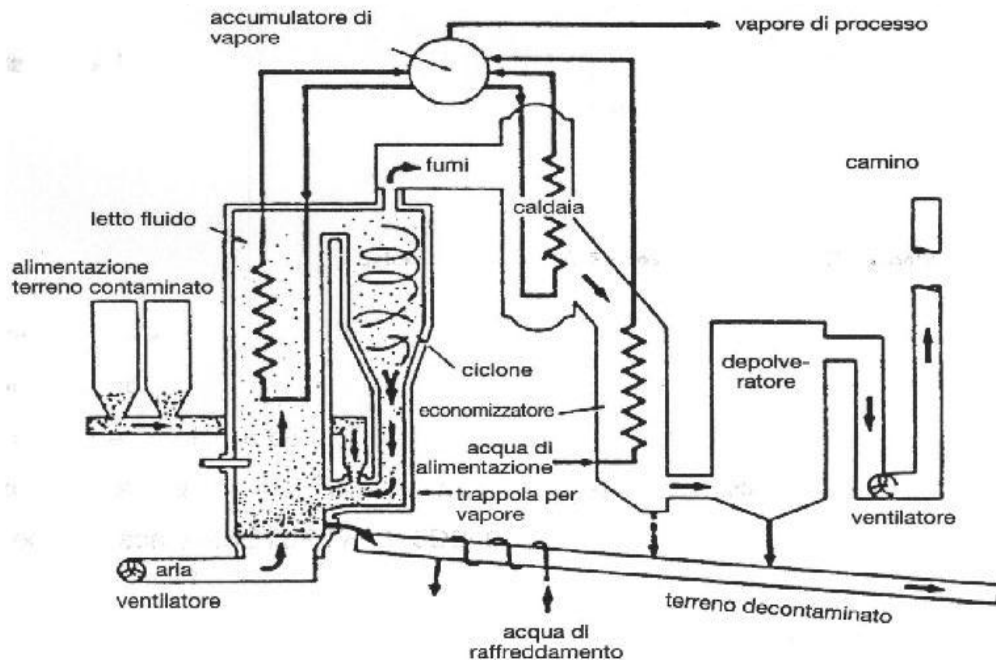


Figura 4.8: Impianto con forno a letto fluido circolante

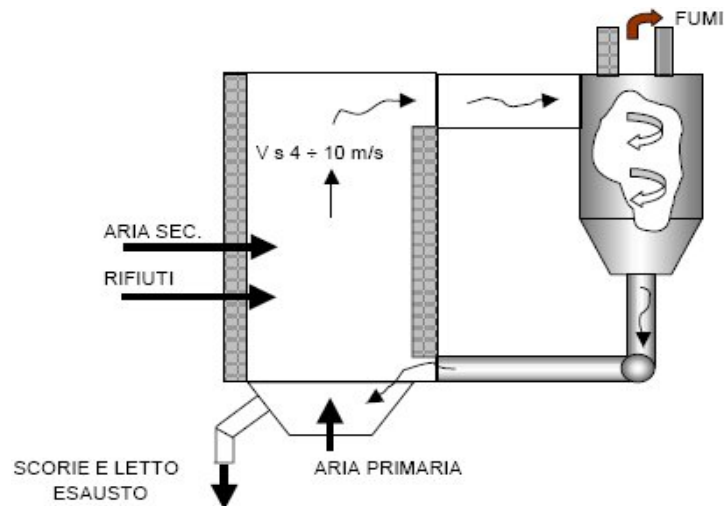


Figura 4.9: Particolare camera di combustione a letto fluido circolante

L'esperienza ormai consolidata è favorevole alla soluzione a letto fluido bollente la quale presenta minori problemi gestionali. Le due tipologie di forni ora descritte, a letto fluido bollente e a letto fluido circolante, fanno parte dei letti fluidi a pressione atmosferica (APFB); in questo tipo di letto si utilizza il regime con combustione a pressione atmosferica, il fluido di lavoro è l'aria che serve anche come comburente per la combustione.

Questa camera di combustione è costituita da un grosso cilindro alla cui base vi è una griglia che distribuisce il flusso d'aria in modo uniforme, evitando così che l'aria vada ad incanalarsi seguendo delle corsie a lei preferenziali. Al di sopra della griglia vengono posti strati di calcare e altri materiali inerti che hanno lo scopo di reagire con i composti del tipo CO_x ed NO_x per trasformarli in composti non gassosi e di conseguenza non inquinanti per l'atmosfera. La temperatura di combustione è limitata a 800-900°C (questo è dovuto soprattutto per effetto del forte eccesso d'aria necessaria per la fluidizzazione) e questo comporta dei notevoli benefici alla combustione poiché viene evitata la formazione delle diossine.

Nelle applicazioni impiantistiche la APFB sostituisce la caldaia tradizionale a tutti gli effetti producendo vapore a 550-580 °C e pressioni di circa 30-40 bar (Tabella 4.2).

Tabella 4.2 : Parametri di progetto e condizioni operative per forni a letto fluido

Parametri progettuali e condizioni operative per forni a letto fluido	
Velocità di fluidificazione	1-3 m/s (letti fluidi bollenti) 5-10 m/s (letti fluidi ricircolanti)
Carico termico	10-50 MWh (letti fluidi bollenti) 40-80 MWh (letti fluidi ricircolanti)
Carico termico volumetrico	150.000-200.000 kcal/m ³
Tempo di residenza dei rifiuti	50-90 min
Tempo di residenza dei fumi	3 s
Temperatura di esercizio	850-900 °C
Rendimento energetico	23-25%
Eccesso d'aria	30-40%

4.3 Impianti di combustione a tamburo rotante

4.3.1 Generalità

La tecnologia caratterizzante la tipologia di forni a tamburo rotante è oggi ampiamente collaudata e funzionale. La caratteristica che contraddistingue questo tipo di forno da quelli visti sinora, è data dalla sua enorme flessibilità, che lo rende capace di trattare materiali tra loro molto diversi ed eterogenei (solidi, fanghi e liquidi), tramite un'impiantistica semplice ed efficace, in quanto il sistema di alimentazione ed avanzamento dei rifiuti è in grado di accettare, senza problemi, prodotti molto diversi per caratteristiche quantitative e soprattutto qualitative.

Da questo punto di vista, quindi, non appare necessario uno specifico trattamento per la produzione e raffinazione dei rifiuti in ingresso; la scarsa qualità della combustione, il basso rendimento energetico (circa il 15%) e le scarse caratteristiche qualitative dei fumi emessi, rendono questa tipologia di forno poco adatta alla termovalorizzazione di RU e CDR. Nello specifico infatti si preferiscono trattare nei forni a tamburo rotante, rifiuti industriali, materiali di difficile incenerimento, come vegetali, fanghi, liquidi e altri materiali caratterizzanti dell'aver un tenore di umidità soggetto a rapide e continue variazioni.

Questa tipologia di rifiuti richiede per una completa combustione, dei tempi di residenza nel forno che vanno da una a tre ore e mezza circa e rifiuti per i quali gli impianti descritti in precedenza non sono adatti e possono quindi incontrare elevate difficoltà per il loro trattamento.

4.3.2 Caratteristiche principali del tamburo rotante

Si illustrano nel seguito quali siano le parti principali di cui è composto il forno a tamburo rotante:

- tramoggia di carico ed alimentatore;
- coclea alimentazione fanghi;
- tamburo rotante;
- camera di post-combustione;
- estrattore scorie;
- ventilatori aria primaria, secondaria ed estrattori fumi;
- lancia reflui densi;
- bruciatori;
- caldaia per il recupero energetico.

Si andrà ora ad analizzare e descrivere più in dettaglio le varie parti del forno ora elencate.

Il forno è costituito da un cilindro rotante opportunamente inclinato di circa 1-3% in modo da favorire l'avanzamento del materiale. Il cilindro è costituito sostanzialmente in

lamiera d'acciaio e la parete del forno è rivestita internamente con mattoni refrattari, da sostituire mediamente una volta l'anno, mentre il caricamento del materiale avviene per mezzo di opportune sezioni, chiamate testate di carico, le quali sono posizionate in corrispondenza di una estremità del cilindro, di solito a monte dello stesso. All'estremità opposta invece, avviene lo scarico delle scorie, mentre sulla parete frontale sono disposte oltre che le apparecchiature di carico dei rifiuti e dei fanghi, anche il bruciatore di accensione ausiliario e la lancia dei fluidi densi. Inoltre, sia all'entrata sia allo scarico del forno, sono disposte delle guarnizioni (giunti tessili) che impediscono l'entrata di aria falsa atmosferica nella camera di combustione (Figura 4.10).

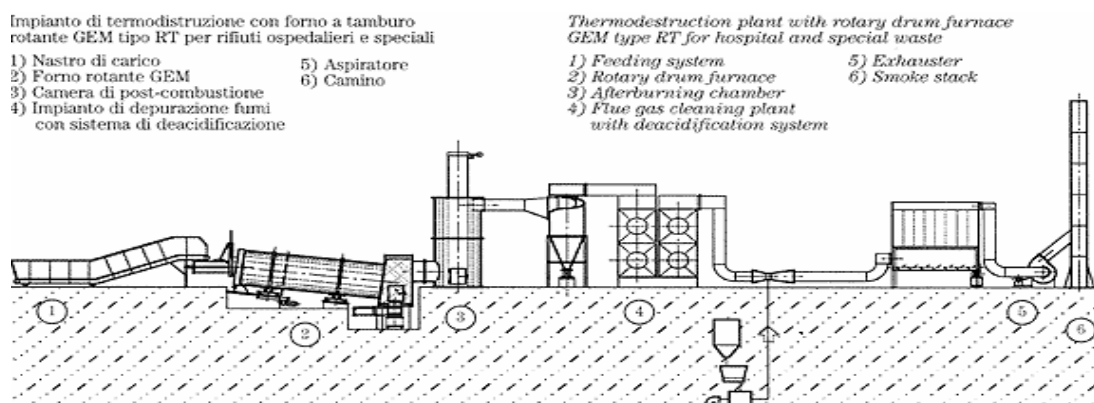


Figura 4.10 : Impianto di termovalorizzazione con tamburo rotante

L'introduzione dei rifiuti come si può vedere dalla Figura 4.10, avviene nella testata di carico superata la quale i rifiuti sono soggetti a due tipi di movimento: il primo avviene in senso rotatorio attorno all'asse e il secondo in senso longitudinale lungo l'asse. Il movimento in senso rotatorio attorno all'asse produce come effetto la frantumazione e il mescolamento dei rifiuti; la frantumazione non fa altro che aumentare la superficie dei rifiuti a contatto con l'ambiente e quindi favorisce gli scambi termici; analogamente, il mescolamento ad esempio di rifiuti liquidi o pastosi con rifiuti solidi fa in modo che le sostanze liquide vadano ad avvolgere la superficie di quelle solide, questo processo ha sempre lo scopo di favorire gli scambi termici e la diffusione dell'aria e dell'ossigeno all'interno del rifiuto. Il contatto che avviene tra il combustibile che forma il letto, spesso più di 10 cm, e l'aria di combustione (comburente) non ha un'elevata efficacia, questo perché non si ha un'insufflazione d'aria attraverso il letto, come avviene per esempio nei forni a griglia, l'aria viene infatti insufflata da un ventilatore centrifugo

nella parte superiore della testata di carico del tamburo (forni in equicorrente). Esiste comunque anche la possibilità di operare in controcorrente, cioè con direzioni opposte tra rifiuti e gas: tuttavia questa tecnica è scarsamente impiegata perché determina l'uscita di sostanze volatili dalla testa di carico.

Per ovviare al problema della corretta miscelazione tra aria e combustibile esistono delle soluzioni tecniche che intensificano la movimentazione del letto, per esempio tramite palettine che trascinano il materiale verso l'alto per poi farlo ricadere. Di solito la combustione delle sostanze volatili prodotte durante il processo non è completa e questo è dovuto proprio ai problemi di mescolamento e anche ai tempi di residenza del combustibile che spesso non sono sufficienti ed è per questo che alla fine del forno rotante è sempre necessaria la presenza di una camera di post-combustione.

La camera di post-combustione dei fumi ha lo scopo di completare la combustione delle sostanze volatili che si formano durante l'essiccamento e la gassificazione dei rifiuti e del fango. L'estremità di scarico del tamburo rotante entra nella camera di post-combustione in corrispondenza della tramoggia delle ceneri. Di conseguenza le scorie del tamburo cadono nella tramoggia, che costituisce il fondo della camera di post-combustione, che le convoglia all'estrattore metallico che è installato sotto la tramoggia stessa. La parte finale del cilindro, che sbocca nella camera di post-combustione, è raffreddata con aria forzata per contenere la temperatura del materiale, due serrande, del tipo a ghigliottina orizzontale, poste sul canale verticale, creano alternativamente la tenuta ed impediscono la fuoriuscita dei fumi durante il carico; tra le serrande avviene l'introduzione dei rifiuti da incenerire sollevati ed introdotti mediante elevatore o polipo.

In testa al cilindro viene alimentata sia l'aria necessaria alla combustione dei rifiuti solidi, dei liquidi caricati, che le fumane prodotte dall'essiccamento dei fanghi; l'aria di raffreddamento invece viene impiegata per raffreddare l'anello terminale del tamburo e dispersa successivamente in atmosfera. Sia l'aria di combustione sia l'aria di raffreddamento sono immesse nel tamburo tramite l'ausilio di ventilatori. Un altro elemento caratterizzante il tamburo rotante è dato dalla possibilità di installare sulla testata del tamburo una lancia di alimento dei reflui liquidi densi con atomizzazione ad aria compressa.

4.3.3 Costituzione del forno

Dal punto di vista costruttivo, il forno può essere costituito da un semplice cilindro di acciaio senza rivestimento, può avere le pareti a tubi d'acqua per poter produrre vapore oppure avere tubi d'acqua intervallati da spazi per il passaggio dell'aria, o infine (come avviene più comunemente) avere le pareti rivestite da materiale refrattario.

Tutte queste caratteristiche vanno ad influenzare le dimensioni del forno che deve essere costruito minimizzando il rapporto tra la superficie esterna e la camera di combustione interna. La caldaia del tamburo rotante è usualmente a circolazione naturale a corpo cilindrico e può essere realizzata a più canali (di solito se ne prevedono 5) verticali schermati con pareti membranate.

Dei 5 canali previsti i primi 3 canali sono completamente liberi in modo da ridurre i fenomeni di sporco e permettere la decantazione delle polveri trascinate con i fumi, il quarto canale verticale è dedicato ad accogliere il surriscaldatore mentre, il quinto canale discendente, comprende i fasci evaporatori a convezione; l'economizzatore è infine installato pendente in un tratto di condotto orizzontale di collegamento al filtro o alle unità di trattamento fumi.

Per contenere le dispersioni di calore verso l'esterno il diametro minimo del forno non scende di solito al di sotto di 1,5 metri, anche se è possibile trovare forni di diametri considerevoli (fino a 5 metri); la lunghezza invece varia di solito tra 8 e 15 metri e le potenzialità si situano in genere nell'intervallo 800-40000 kg/h.

Nel momento in cui si deve effettuare il dimensionamento del forno, i parametri che si devono tenere in considerazione sono l'intensità volumetrica di combustione (50.000 – 200.000 kcal/m³h) e l'intensità di combustione per sezione di forno (500.000 – 1.000.000 kcal/m²h). Per quanto riguarda invece il tempo di residenza del combustibile nel forno, si può notare che il suo valore è funzione della lunghezza, del diametro, dell'inclinazione e del numero di giri, normalmente questo tempo si attesta su valori di circa 90-120 minuti, ma non sono da escludere ampie variazioni.

Parlando di lunghezza, diametro e numero di giri, in un tamburo rotante il rapporto tra lunghezza e diametro è in genere compreso tra 2 e 5 mentre il numero di giri varia normalmente tra 0,2 e 1,2 giri al minuto ed è assicurato da un gruppo motore collegato

ad un *inverter*. Esiste una formula, che permette di stimare il tempo di permanenza dei rifiuti:

$$[Eq. 4.6] \quad t = 19 * i^{-1} * r^{-1} * \left(\frac{L}{D}\right)$$

Dove t il indica il tempo di residenza dei rifiuti calcolato in minuti, i l'inclinazione del forno in percentuale, r la velocità di rotazione espressa in giri al minuto e il rapporto L/D rapporto tra lunghezza e diametro interni.

Per valutare l'efficienza dei forni rotanti si fa usualmente riferimento a dei monogrammi (dispositivi di calcolo che permettono il calcolo grafico approssimativo di una funzione) che tengono conto del potere calorifico (kJ/kg), del carico termico superficiale (kJ/m²h), del carico superficiale (kg/m²h) e dalla lunghezza e dal diametro interni (m); da questi monogrammi si ottiene la potenzialità del forno in kg/h.

Una delle problematiche di questi forni è che all'interno del tamburo si possono formare degli anelli di scoria semisolida, che possono essere di ostacolo al naturale avanzamento del materiale, se questo accade si verifica il ritorno dei rifiuti incombusti verso la testata di carico con la conseguente fuoriuscita degli stessi attraverso la tramoggia, che si trova sotto la testata.

Il modo più semplice e più facile per eliminare questi anelli è legato all'aumento della temperatura che porta alla vera e propria fusione degli anelli, con la conseguente soluzione del problema; se questo non dovesse bastare bisogna allora ricorrere a sistemi di demolizione quali ad esempio lance termiche o lance con acqua ad alta pressione, questi due sistemi devono essere manovrati dall'esterno a partire dalle aperture iniziali e finali del tamburo costituente la camera di combustione. Normalmente il materiale refrattario che riveste il tamburo rotante viene protetto con uno strato di scoria fusa solidificata, per favorire la formazione di questo strato è consigliabile alimentare sabbia e cocci di vetro insieme ai rifiuti.

La seconda problematica è costituita dalla possibile deformazione del mantello metallico dovuto ad un surriscaldamento differenziato per effetto di un possibile arresto della rotazione del tamburo. Per evitare che ciò avvenga è buona norma dotare l'impianto di una fonte ausiliaria di energia che può benissimo essere rappresentata da un gruppo elettrogeno diesel collegato ad un gruppo di continuità UPS che opera in attesa della partenza del gruppo elettrogeno.

Della tipologia di forni a tamburo rotante esistono anche i forni scorificanti che hanno il compito di provocare la fusione delle scorie; tale fenomeno comincia a verificarsi a temperature intorno a 1.100–1.200°C, valori per i quali è opportuno rivestire le pareti interne del forno con materiali opportuni che resistono ad elevate temperature. Nella camera di combustione si raggiungono temperature dell'ordine di 1.400 – 1.600 C, per tali valori molte delle sostanze inorganiche presenti nel combustibile fondono e formano una scoria viscosa che va a bagnare le pareti del forno. La formazione di queste scorie può essere favorita tramite degli additivi comuni e poco costosi come sabbia, vetro e calce. Tali scorie al diminuire della temperatura si raffreddano e assumono un aspetto vetroso; una parte dello strato di scorie che si viene a formare all'interno del forno viene mantenuto all'interno della camera di combustione con finalità protettive. I vantaggi di questo sistema rispetto ad una combustione a temperature convenzionali possono essere così riassunti:

- le scorie sono facilmente smaltibili in quanto i metalli presenti vi restano intrappolati formando di conseguenza un materiale praticamente inerte;
- gli idrocarburi incombusti nelle scorie sono molto limitati;
- il volume dei residui da smaltire in discarica è inferiore;
- la combustione degli idrocarburi è più completa;
- si possono trattare rifiuti ancora nei loro contenitori;
- il particolato viene in parte intrappolato all'interno delle scorie fuse (con una riduzione del 25-75 %);
- si ha un minore tempo di residenza dei fumi;
- maggiore inerzia termica del sistema grazie all'azione delle scorie fuse.

Gli svantaggi invece sono:

- aumento delle emissioni degli NO_x;
- maggiore manutenzione;
- costi di esercizio maggiori.

In conclusione è possibile dire che il forno rotante costituisce un sistema di incenerimento semplice ed affidabile, dotato di ampia elasticità che lo rende idoneo anche ad operare con differenti condizioni di alimentazione a patto che venga

opportunamente condotto. Se si va ad analizzare lo specifico rifiuto, il tamburo rotante, può fornire prestazioni inferiori a quelli di altri sistemi progettati per tali rifiuti, ma comunque l'impiego di sistemi ausiliari a valle della camera di combustione (ad esempio la camera di post-combustione) permettono di ottenere prestazioni che sono senz'altro da ritenere globalmente soddisfacenti.

I parametri di progetto e le condizioni operative del forno a tamburo rotante sono riportati nella Tabella 4.3.

Tabella 4.3 : Parametri progettuali e condizioni operative per forni a tamburo rotante

Parametri progettuali e condizioni operative per forni a tamburo rotante	
Lunghezza tamburo	8-15 m
Diametro tamburo	1,5-4 m
Rapporto lunghezza/diametro	2-5
Carico termico superficiale	500.000-1.000.000 kcal/m ² h
Carico termico volumetrico	50.000-200.000 kcal/m ³
Temperatura del mantello esterno	100-300 °C
Tempo di residenza dei rifiuti	90-120 min
Dispersioni termiche	10-20%
Temperatura di esercizio	850-900 °C (senza scorie fuse) 1200 °C (con scorie fuse)
Rendimento energetico	15-16%
Velocità di rotazione	0,5-1,2 rpm
Eccesso d'aria	100-200%

4.4 Confronto tra le tecnologie

In questo paragrafo vengono prese in considerazione le tre tipologie di forno illustrate confrontandone tutti i loro vantaggi e svantaggi.

Per la tecnologia dei forni a griglia di seguito vengono riportati i vantaggi dell'applicazione di tale tecnologia di incenerimento:

- elevata capacità ed elasticità di trattamento;
- possibilità di trattare rifiuti solidi di varia dimensione;
- ottimizzazione della combustione attraverso il movimento delle griglie;
- funzionamento e mantenimento in marcia semplice.

Gli svantaggi invece sono:

- intasamento della griglia e delle vie di adduzione dell'aria primaria a causa di metalli basso fondenti;
- difficoltà di trattamento di rifiuti liquidi e gassosi;
- possibilità di problemi legati alla scopertura della griglia e conseguente fusione (scarsa funzionalità a basso regime).

La seconda tecnologia trattata è stata quella dei forni a letto fluido, i vantaggi riscontrati sono:

- elevate efficienze di combustione;
- possibilità di trattamento reflui liquidi e gassosi;
- temperatura di combustione uniforme e bassa;
- elevato recupero termico;
- limitato eccesso d'aria;
- flessibilità rispetto al carico da trattare;
- maggiore compattezza.

mentre gli svantaggi sono:

- necessità di utilizzare un combustibile selezionato opportunamente;
- possibili problemi dovuti alla instabilità del letto;
- erosione della superficie a contatto con il letto.

L'ultima tecnologia descritta è stata il forno a tamburo rotante, anche per questa vengono riportati i vantaggi:

- facilità di funzionamento e mantenimento di marcia;
- flessibilità delle caratteristiche dei rifiuti trattati.

Gli svantaggi invece sono dati da:

- elevato eccesso d'aria;
- problematiche legate al recupero termico nella camera di combustione e minori rese energetiche;
- elevate dispersione termiche verso l'esterno.

Come si evince , nessuna di queste tecnologie può essere giudicata migliore di un'altra, in quanto ognuna di loro è predisposta per il trattamento di una ben determinata tipologia di rifiuto e appare necessario e fondamentale avere a disposizione le caratteristiche quali-quantitative del flusso di rifiuti da trattare prima di procedere alla scelta e alla determinazione della tipologia di forno da installare.

5 Impianto di riferimento a tamburo rotante

5.1 Descrizione generale

L'impianto di incenerimento di Ponte Malnome è situato all'interno dello stabilimento di proprietà all'Azienda Municipalizzata del comune di Roma (AMA), nella zona sud-ovest della città, in località Ponte Galeria, è adibito al trattamento e alla termodistruzione di rifiuti classificati come speciali, e in particolare dei rifiuti sanitario-ospedalieri (RSO), l'impianto è asservito al complesso di ospedali, case di cura, ambulatori, case farmaceutiche e strutture sanitarie in genere, è il più grande in Italia ed uno dei più grandi in Europa, ed è l'unico impianto di incenerimento dei rifiuti sanitari presente nella Regione Lazio; per questo viene utilizzato da tutte le strutture sanitarie della regione per lo smaltimento dei rifiuti ospedalieri prodotti potenzialmente infetti.

In base a quanto stabilisce la normativa i rifiuti sanitari pericolosi a rischio infettivo devono obbligatoriamente essere smaltiti mediante termodistruzione in impianti autorizzati.

La tipologia di rifiuti che viene trattata dall'impianto di ponte Malnome è quindi molto eterogenea in quanto sono presenti materiali in differenti stati di aggregazione. Si riporta a titolo esemplificativo un'analisi merceologica per la caratterizzazione della composizione media dei rifiuti smaltiti dall'impianto (Tabella 5.1):

Tabella 5.1: Composizione merceologica media del rifiuto trattato

Frazione merceologica	% in peso
Organici biologici	1,05
Plastiche	39,23
Tessili	4,45
Cartacei	18,07
Liquidi	9,86
Pannolini	12,34
Cuoio - Gomme	3,82
Vari	0,32
Sottovaglio	3,38
Metalli	1,32
Vetro - Inerti	6,16

La risultante composizione chimica media del rifiuto viene riportata in Tabella 5.2:

Tabella 5.2: Composizione chimica media del rifiuto trattato

Elemento	% in peso
Umidità	21,46
Zolfo	1,84
Azoto	0,77
Carbonio	33,98
Ceneri ed inerti	14,48
Ossigeno	9,49
Idrogeno	5,72
Cloro	2,51

Entrato in funzione con la disattivazione del precedente impianto ivi presente, l'inceneritore di Ponte Malnome opera lo smaltimento di circa 14.000-15.000 tonnellate di rifiuti ospedalieri l'anno, potendo contare su un complesso di due linee di termodistruzione gemelle, in grado di trattare un quantitativo massimo di 100 tonnellate di rifiuti al giorno.

Le linee di termovalorizzazione sono progettate sia per funzionare contemporaneamente, nel caso sia necessario aumentare la potenzialità e la capacità di smaltimento dei rifiuti, che per permettere, durante i periodi di manutenzione di una delle due linee, il continuo funzionamento dell'impianto evitando così l'accumulo dei rifiuti.

Oltre ai rifiuti di origine ospedaliera e ai farmaci scaduti, l'impianto è preposto allo smaltimento di altre tipologie speciali di rifiuti, tra le quali vanno citati i residui biologici dei laboratori di ricerca, le sostanze stupefacenti, i prodotti alimentari sottoposti a sequestro giudiziario e i materiali che devono essere distrutti per motivi di sicurezza, come alcuni tipi di documentazione o i campionari vetusti delle divise dei servizi di ordinanza nazionali.

L'impianto si avvale dell'utilizzo della tecnologia di incenerimento con forno a tamburo rotante, con sistema di recupero energetico e di trattamento e depurazione dei fumi di combustione. L'inceneritore come detto sopra è dotato di due linee di trattamento parallele, ciascuna composta dai seguenti sistemi:

- un sistema per lo stoccaggio e la movimentazione dei rifiuti sanitario-ospedalieri;
- una linea di termodistruzione a tamburo rotante, con generatore di vapore surriscaldato per la produzione di energia elettrica;
- una sezione di trattamento dei fumi e abbattimento degli inquinanti;
- un camino bicanna per l'evacuazione dei prodotti gassosi depurati.

La sezione di recupero energetico è completata dalla presenza di una turbina a vapore surriscaldato, operante alla pressione massima di circa 40 bar, accoppiata ad un alternatore per la produzione di energia elettrica, per una potenzialità massima di circa 3,2 MW. L'impianto si completa di una piccola unità per il trattamento e la depurazione delle acque di processo, e soprattutto di un sistema di controllo e monitoraggio delle condizioni di funzionamento dell'impianto e delle emissioni in uscita al camino, realizzato con l'ausilio di sistemi computerizzati e gestito in remoto da una sala di controllo all'interno dell'impianto.

I rifiuti sanitario-ospedalieri in arrivo all'impianto sono conferiti in unità di carico standardizzate, principalmente costituite da imballaggi di cartone dalla capacità di 60 l (1200x800x900 mm), nonché da secchi in materiale plastico di diversa taglia (soprattutto per lo smaltimento di rifiuti allo stato liquido), chiusi ermeticamente per evitare sversamenti accidentali di prodotto e recanti indicazioni sulla natura pericolosa del contenuto e sul relativo rischio infettivo e biologico.

I contenitori vengono scaricati dagli automezzi c.d. conferitori, movimentati mediante carrelli elevatori e posizionati in capannoni coperti adibiti allo stoccaggio, in attesa di essere addotti alle 2 linee di forni. Il sistema di alimentazione dei forni si compone di più sezioni di carico dei materiali (dette baie di carico), dalla quale i rifiuti sono poi movimentati da un sistema automatico di nastri trasportatori, onde evitare il contatto con l'operatore umano (Figura 5.1).

Il sistema automatizzato di gestione dello stoccaggio segue la logica di tipo F.I.F.O. (*First In First Out*), cioè il primo rifiuto che arriva è anche il primo che verrà incenerito. Utilizzando questo metodo è garantito lo smaltimento dei rifiuti in arrivo all'impianto entro le 48 ore successive, come previsto dal D.P.R. 15 Luglio 2003, n. 254.

Tale sistema accompagna il rifiuto fino alla tramoggia di carico del singolo forno, posta ad un'altezza di circa 20 m, operando anche un sollevamento del materiale per mezzo di un elevatore a piatti. Solo in caso di fermo e di manutenzione del sistema automatico, l'impianto è dotato di un nastro elevatore a caricamento manuale, che può essere usato, tra l'altro, per l'alimentazione al forno di materiali arrivati in cattive condizioni di conservazione (come cartoni umidi o parzialmente rotti), adottando tutte le misure di sicurezza del caso.



Figura 5.1 Area per lo stoccaggio delle Unità di Carico (UDC)

5.2 Le linee di termodistruzione e il sistema di recupero energetico

I rifiuti movimentati sono alimentati al forno tramite una tramoggia di carico, la quale, attraverso un doppio sistema di *clapet* automatici, adduce i materiali nella quantità fissata (solitamente 14-15 UDC), misurata a mezzo di sensori ottici. Il sistema è progettato in modo da consentire l'apertura alternata dei *clapet*, tale da creare una camera di prearico separata dalla tramoggia di arrivo.

Mediante la frequenza dei cicli di carico è di circa 30 cicli/ora, a seconda delle caratteristiche del rifiuto in ingresso e della bontà della combustione, si arrivano così a convogliare all'interno del tamburo rotante circa 420 UDC l'ora.

In questa maniera, viene garantita la tenuta della camera di combustione, e la separazione degli ambienti del forno dall'esterno, il materiale conferito è dunque spinto nella sezione iniziale del tamburo rotante da un sistema di spintore idrodinamico, e partecipa alle reazioni di combustione che avvengono all'interno del forno.

Entrambi i tamburi sono costituiti da materiale isolante esternamente e refrattario internamente (onde minimizzare le dispersioni termiche) ed hanno un diametro esterno di 3,3 m circa, per una lunghezza complessiva del cilindro di 10 m (Figura 5.2). La struttura è supportata da 4 sostegni orizzontali (2 in testa e 2 in coda) e da un vincolo ad asse verticale, con ruotino orizzontale, posto all'estremità inferiore del tamburo, per evitare che il cilindro stesso avanzi con moto elicoidale.



Figura 5.2: Vista laterale del tamburo rotante e dei cuscinetti di supporto

La rotazione del sistema, invece, è imposta da una ghiera dentata che fascia il cilindro, accoppiata ad una ruota dentata legata ad un motore, che imprime il movimento, per una velocità di rotazione adatta al rivoltamento e all'avanzamento dei rifiuti. Tale velocità può essere modificata in tempo reale dalla sala di controllo, e regolata in base alle caratteristiche di temperatura e velocità di avanzamento del rifiuto desiderate (in funzione del materiale da trattare); la rotazione è mantenuta mediante un motoriduttore comandato tramite *inverter* a cui sono collegati un piccolo ventilatore di raffreddamento ed una pompa oleodinamica di supporto. Sono presenti anche dei ventilatori che si occupano del raffreddamento dei cuscinetti su cui ruota il tamburo, essendo questi sottoposti ad uno sforzo notevole e causa dell'elevato peso della struttura.

Recenti modifiche hanno dotato ciascun tamburo di un sistema di palettature interne realizzate in materiale refrattario, che aiuta la movimentazione e il rivoltamento dei rifiuti e favorisce il contatto con l'aria comburente.

Nel forno e nella pre-camera sono inseriti, all'interno della muratura e sulle pareti laterali, alcuni elementi di raffreddamento chiamati *water jacket*, composti da casse d'acqua che viene rifornita mediante apposite pompe. Nel caso la temperatura dell'acqua di raffreddamento aumentasse oltre i 100°C (con conseguente ebollizione

delle stessa), si attivano altre pompe ausiliarie che ristabiliscono la temperatura necessaria per il regolare esercizio del forno.

Il processo di termodistruzione avviene all'interno del tamburo rotante, dove i rifiuti rimangono circa 2 ore ad una temperatura di circa 1000°C; in fase di accensione del forno, un sistema di bruciatori ausiliari a metano garantisce il raggiungimento della temperatura minima di 850°C prevista dalla normativa per iniziare la combustione dei rifiuti. L'impianto è dimensionato anche per il funzionamento a temperature superiori a 1200°C, nel caso in cui il rifiuto da smaltire contenga una percentuale di cloro organico superiore al 2%, e sia necessario un processo con vetrificazione dei residui solidi (a scoria fusa).

Lasciato il tamburo, i fumi di combustione attraversano la camera di post-combustione, che provvede al completamento delle reazioni di ossidazione dei composti organici, dove permangono per almeno 2 secondi a 950°C, con tenore di ossigeno residuo non inferiore al 6% in peso. Tale quantità è assicurata dall'adduzione di aria secondaria di processo, immessa nella camera da un sistema di ventilatori regolabile in remoto. Le temperature ed il tenore di ossigeno sono costantemente controllate perché potrebbero essere non verificate, a differenza del tempo di permanenza che è garantito dal dimensionamento della camera stessa, per questo onde ovviare a diminuzioni di temperatura è installato un secondo bruciatore (post-combustione) che interviene automaticamente per riportare la temperatura oltre i limiti imposti dalla legge.

Le scorie sono estratte in coda al tamburo, e spente a bagno d'acqua con funzionamento a sifone, onde evitare l'intromissione di aria esterna in camera di combustione; le stesse sono poi rimosse per mezzo di un raschiatore a catena, il quale conferisce le stesse, tramite apposito derivatore, in cassoni scarrabili, allontanati dall'impianto a mezzo di camion verso lo smaltimento finale in discarica.

L'afflusso di aria necessaria alla combustione è garantito da ventilatori, che la immettono attraverso alcune aperture nella sezione d'ingresso del tamburo, tale aria viene poi opportunamente distribuita all'interno del forno per attivare il fuoco e mantenere il processo fino alla completa combustione dei rifiuti.

I fumi in uscita dalla camera di post-combustione (dove subiscono il primo trattamento di abbattimento degli NO_x) attraversano gli ambienti della caldaia per la generazione di vapore surriscaldato a circolazione naturale.

Parte dei fumi in uscita dalla caldaia (circa 8000 Nm³/h) viene ricircolata in testa alla camera di combustione, previa depolverazione tramite ciclone, in modo da aumentare l'efficienza di trattamento dei composti incombusti, e soprattutto ridurre la formazione di NO_x termici.

Il generatore di vapore installato nell'impianto di Ponte Malnome è del tipo a canali verticali a circolazione naturale ed è costituito dalle seguenti parti:

- la caldaia;
- un banco surriscaldatore di vapore;
- un desurriscaldatore per attemperare la temperatura del vapore surriscaldato;
- i fasci vaporizzatori;
- un economizzatore, che raffredda i fumi e preriscalda l'acqua di alimento caldaia.

La caldaia è composta da un corpo cilindrico posto sulla sommità della stessa e una zona di scambio termico suddivisa in quattro camere verticali successive, attraverso le quali vengono convogliati i fumi al fine di recuperarne il calore. I fumi arrivano dalla camera di post-combustione ed entrano nel generatore di vapore nella parte superiore della prima camera di irradiazione, per riuscire poi dalla parete posteriore dell'ultima camera. Per produrre il vapore alle condizioni richieste dalla turbina sono stati inseriti nel giro fumi dei banchi economizzatori e surriscaldatori; i primi hanno lo scopo di recuperare energia termica dai fumi in uscita dalla caldaia, raffreddandoli il più possibile prima dei trattamenti per la rimozione degli inquinanti e per fare ciò utilizzano l'acqua fredda di alimento della caldaia, della quale si innalza di conseguenza la temperatura, favorendo così il lavoro dei fasci vaporizzatori.

I secondi hanno la funzione di produrre vapore surriscaldato sfruttando il calore dei fumi; la prima camera della caldaia convoglia i fumi uscenti dalla post-combustione verso il basso e le pareti laterali, le pareti anteriori, posteriori ed il tetto della camera stessa sono contornate da tubi d'acqua. La seconda camera di irradiazione, strutturalmente identica alla prima, convoglia i fumi verso l'alto, nella terza camera di irradiazione, che convoglia nuovamente i fumi verso il basso ed è uguale alle altre, sono stati inseriti i banchi surriscaldatori e infine la quarta camera convoglia di nuovo i fumi

verso l'alto e all'interno sono inseriti i banchi economizzatori. Il perimetro esterno ed il tetto del generatore di vapore sono quindi circondati da tubi d'acqua.

Il surriscaldatore, formato da tubi orizzontali allineati, è suddiviso in due banchi fra i quali è inserito un attemperatore ad iniezione, costituito da un ugello polverizzatore, che serve a regolare la temperatura del vapore in uscita. I due banchi sono sovrapposti in modo tale che il primo che i fumi incontrano, cioè quello più in alto, è quello di bassa temperatura, l'altro, immediatamente sottostante, è quello di alta temperatura. Il flusso del vapore è in equicorrente con il flusso dei fumi. Al fine di prevenire le corrosioni da acido cloridrico, il sistema è progettato in modo che la temperatura di parete dei tubi del surriscaldatore non superi i 400°C.

L'economizzatore strutturalmente si presenta simile al surriscaldatore, ma i tubi orizzontali, anziché essere percorsi da vapore, sono percorsi dall'acqua inviata dalle pompe di alimento, in controcorrente rispetto ai fumi.

Il vapore viene prodotto da appositi fasci vaporizzatori, dove l'acqua, prelevata da un degasatore, viene riscaldata da una temperatura di circa 110°C ad una di circa 220°C e da qui inviata al corpo cilindrico. Il vapore è inoltre surriscaldato ulteriormente dal surriscaldatore sfruttando il calore dei fumi, come già descritto.

Questo vapore surriscaldato viene infine inviato dall'uscita della caldaia al gruppo turbo-alternatore per la produzione di energia elettrica.

Un condensatore, posto sul tetto dell'impianto, serve a condensare nuovamente il vapore utilizzato dalla turbina. Il fluido ottenuto si raccoglie nel pozzo caldo, dove apposite pompe lo aspirano e lo inviano, oltre che ad una serie di utenze diverse, nuovamente al degasatore ad una temperatura di 99°C (Figura 5.3).



Figura 5.3: Vista del condensatore ad aria

Al fine di ridurre le dispersioni di calore verso l'esterno le pareti perimetrali del generatore sono rivestite da uno strato di lana di roccia isolante con uno spessore minimo di 100 mm. Il rivestimento è completato da pannelli esterni in lamiera, facilmente amovibili. E' previsto infine un impianto per la rimozione delle fuliggini dalle superfici di scambio del generatore di vapore, che è costituito da una serie di soffiatori motorizzati a comando elettrico automatico sequenziale installati nelle zone del circuito fumi interessate alla pulizia.

Il vapore generato dalla caldaia (circa 9 tonnellate l'ora a 40 bar e 250°C) è inviato ad un gruppo turboalternatore composto da una turbina a 5 stadi di pressione per l'espansione e la produzione di energia elettrica e un alternatore (per una potenzialità massima di 3,2 MW), la quale è utilizzata al 70% per i bisogni energetici di impianto, e per il resto ceduta alla rete Enel.

Tale turbina è inoltre dotata di uno spillamento, il quale destina parte del vapore surriscaldato a 140°C e 3,2 bar ad altri usi dell'impianto, come il sistema di abbattimento degli NO_x, il riscaldamento dei fumi, la pulizia della caldaia, la separazione dell'ossigeno ad opera del degasatore.

Il raffreddamento del fluido in uscita alla turbina, che viene portato a 46°C e 0,1 bar, avviene a mezzo di un sistema di condensatori ad aria, posti sulla sommità della sala turbina.

5.3 Il trattamento dei fumi e l'abbattimento degli inquinanti

I prodotti gassosi generati dalla combustione attraversano un lungo percorso di trattamento prima della loro definitiva liberazione in atmosfera, lungo il quale vengono depurati dei composti inquinanti a mezzo di diverse sezioni di abbattimento. La prima unità di trattamento incontrata nell'impianto di Ponte Malnome è costituita dal sistema di abbattimento degli NO_x, che avviene secondo un processo di riduzione selettiva non-catalitica (SNCR) operato con adduzione di ammoniaca. Tale processo avviene direttamente in prossimità della camera di post-combustione, laddove sono raggiunte le temperature richieste dalle reazioni, e può essere realizzato con l'immissione di ammoniaca tanto nella forma gassosa (o anidra) quanto in quella liquida. Nel rispetto dei principi della teoria della riduzione selettiva non-catalitica, l'adduzione di ammoniaca alla corrente gassosa deve avvenire in una zona d'impianto in cui i valori di

temperatura sono compresi nell'intervallo della finestra termica tra 850°C e 950°C. Tali temperature competono ai fumi nella zona della camera di post-combustione, in cui essi, avendo appena lasciato la camera principale in cui raggiungevano temperature superiori ai 1000°C, sono parzialmente raffreddati dall'azione dell'aria secondaria, ivi aggiunta per il completamento delle reazioni di combustione e mineralizzazione dei prodotti incombusti.

Tale immissione avviene grazie alla presenza di 3 stadi di lance a diverse altezze della camera, e beneficia dell'azione di un certo quantitativo di vapore di trasporto, il quale ha la funzione di offrire alla corrente una miscela omogenea di reagente nebulizzato in particelle fini, e di conferire un certo grado di turbolenza all'immissione, onde favorire la distribuzione del reagente quanto più uniforme possibile a tutta la sezione attraversata dai fumi.

In uscita dalla post-combustione e dal generatore di vapore, la corrente gassosa ad una temperatura intorno ai 250-300°C passa attraverso una torre di condizionamento all'interno della quale avviene un raffreddamento dei fumi fino circa a 170°C attraverso l'immissione di acqua atomizzata.

Successivamente ha inizio il trattamento per la rimozione dei composti acidi, il quale avviene a secco a mezzo dell'adduzione di calce idrata ($\text{Ca}(\text{OH})_2$) in forma granulare di piccole dimensioni. Il dosaggio di calce, contenuta in un polmone di accumulo, avviene in tempo reale sulla base del valore strumentale di HCl rilevato dal sistema di monitoraggio al camino, e la miscelazione con i fumi è assicurata dalla turbolenza generata da una gola Venturi, che accelera la corrente in transito. In tale sezione viene inoltre iniettato un certo quantitativo di carboni attivi, per l'adsorbimento degli inquinanti organici (soprattutto diossine e furani) e dei metalli presenti (soprattutto mercurio). Tanto la calce quanto i carboni sono in parte riciclati in testa al trattamento, onde assicurare tempi di contatto più lunghi e rese di abbattimento maggiori.

La reazione vera e propria avviene poi in un reattore di adsorbimento dove i fumi percorrono un cammino a spirale realizzato mediante una vite di Archimede. L'impianto realizzato adotta un reattore ad alta efficienza dove vengono create le condizioni di mescolamento, permanenza e turbolenza ottimali per la reazione, un sistema di ricircolo della calce non reagita (si possono mantenere in circolo circa 1000Kg/h di calce non

reagita) ed un sistema di dosaggio della calce pilotato dal tenore di HCl rilevato al camino.

La calce esaurita è dunque rimossa da un sistema a coclea, il quale raccoglie i materiali in forma fioccosa in apposite sacche di tela (dette *big bags*), successivamente allontanate e smaltite come rifiuto pericoloso. In uscita dal trattamento dei gas acidi i fumi sono raffreddati ulteriormente in una torre di condizionamento mediante iniezione di acqua, e successivamente inviati ad un sistema di abbattimento delle polveri costituito da filtri a manica, il quale provvede alla rimozione del particolato e dei reagenti di calce e carbone trasportati dalla corrente.

Incidentalmente le maniche di tessuto, per effetto della adesione di calce e carbone attivo, completano le reazioni di abbattimento e rimozione dei metalli pesanti e dei microinquinanti organici. Le maniche sono costituite da un composto di kevlar e teflon che permette un impiego continuo fino a temperature di 200°C senza usurare i tessuti. Quando i fumi passano nelle maniche, il particolato si deposita esternamente ai filtri, mentre la parte gassosa che passa all'interno riesce ad uscire dalla parte superiore della manica stessa. La pulizia del filtro avviene senza interruzione dell'esercizio, inviando aria in controcorrente per un tempo molto breve, che fa bruscamente espandere la manica distaccando così gli strati di polveri depositati all'esterno (Figura 5.4).



Figura 5.4: Vista delle unità per il trattamento dei fumi

A valle del filtro a maniche, i fumi, previo flusso forzato attraverso un gruppo moto-ventilatore, passano ad una sezione di trattamento finale, costituita da una torre di

lavaggio, dotata di corpi di riempimento e che utilizza reagente sodico in soluzione acquosa, al fine di completare l'abbattimento dei composti acidi (soprattutto HCl), dell'ammoniaca strippata dall'impianto DeNO_x, e la rimozione dei metalli per effetto dell'acidificazione dell'acqua di processo, soprattutto mercurio.

La torre di lavaggio ha la duplice funzione di scambiatore di calore a contatto diretto, i fumi provenienti dal filtro a maniche sono posti a contatto con una corrente di acqua che li raffredda fino alla loro temperatura di saturazione adiabatica mentre nella parte superiore, dotata di corpi di riempimento, si realizza una controcorrente fra i fumi diretti verso l'alto e l'acqua di ricircolo proveniente dalla sommità (eventualmente additivata con soda caustica), svolgendo così la funzione di colonna di assorbimento e lavaggio.

Lo spurgo della torre ad umido viene in parte re-inviato alla torre di condizionamento, permettendo di non evacuare il prodotto quale refluo, bensì di re-impiegarlo realizzando un processo di depurazione a ciclo chiuso producendo solamente residui solidi, in parte viene invece inviato all'impianto di depurazione delle acque.

Accanto alla torre ad umido è stato installato un filtro a carboni attivi utile all'eliminazione dei metalli pesanti, utilizzato a servizio dell'acqua di lavaggio. È stato inoltre inserito uno scambiatore fumi-condense il cui scopo è quello sia di raffreddare i fumi (che devono essere freddi prima di entrare nella torre di lavaggio) che di riscaldare il condensato prima del suo ritorno al degasatore, garantendo così un ulteriore recupero termico.

I fumi in uscita alla torre di lavaggio hanno completato il percorso depurativo e possono essere immessi in atmosfera privi di composti contaminanti. Per evitare la formazione del classico pennacchio bianco per condensazione del vapore (il quale esercita forte impressione sull'opinione pubblica, pur essendo vapore) i fumi vengono inviati ad un apparato anti-pennacchio, il quale li premiscela con aria calda prima dello sbocco in atmosfera. In ultimo, la corrente gassosa lascia l'impianto attraverso le 2 canne di un camino di aspirazione, ad un'altezza di circa 99 metri (Figura 5.5).

5.4 Il sistema di analisi dei fumi

Il controllo delle emissioni di inquinanti e delle prestazioni dei processi di combustione e trattamento è realizzato con l'ausilio di un complesso sistema di analisi e monitoraggio dei fumi, il quale fornisce, in tempo reale, i valori delle concentrazioni

istantanee rilevate nella corrente in uscita, e dei parametri generici (portata, temperatura, concentrazione di ossigeno) che caratterizzano l'effluente in quel dato momento. Tale sistema prevede l'applicazione di un'unità analitica preposta all'analisi a caldo di tutti i componenti, supportata da un sistema di acquisizione, elaborazione e trasmissione dei dati monitorati, per il controllo in remoto e in tempo reale dei parametri e dei valori impostati.



Figura 5.5: Torre di lavaggio e camino bicanna per l'evacuazione fumi

Più nello specifico, il sistema di analisi fumi si compone di varie sezioni:

- un sistema di prelievo e trattamento del campione, situato in prossimità della canna del camino, il quale estrae in continuo dalla corrente un campione di fumi, e lo invia all'unità analitica per la determinazione dei parametri;
- un'unità analitica di tipo FTIR (*Fourier Transform Infra-Red*, o spettroscopia infrarossa), basata sul principio di misura a trasformata di *Fourier*, la quale analizza, in un pozzetto a caldo situato alla base del camino, il campione di fumi inviati dal prelievo, e fornisce in tempo reale i risultati al sistema di acquisizione;

- un sistema di gestione, acquisizione ed elaborazione dei dati rilevati in continuo, realizzato a mezzo software (denominato EDA2003) per il monitoraggio remoto in sala controllo.

Il sistema di analisi FTIR sfrutta il principio dell'assorbimento di una radiazione luminosa da parte degli elementi presenti nella corrente gassosa, i quali, a seconda della loro natura, sono in grado di reagire con particolari lunghezze d'onda presenti nel segnale. Poiché ad ogni sistema molecolare è associata una distribuzione caratteristica dei livelli energetici (elettronici, vibrazionali, rotazionali), l'assorbimento di una data frequenza è una proprietà caratteristica di quel sistema e non di altri, sicché è possibile, nota la radiazione emessa dal sistema e misurata la radiazione dopo l'attraversamento della corrente, individuare la concentrazione delle sostanze che hanno contribuito all'assorbimento delle diverse lunghezze d'onda. Lo spettro nel dominio del tempo della corrente analizzata così ottenuto può essere successivamente codificato mediante la trasformata di *Fourier*, che scompone il segnale nelle diverse frequenze che lo costituiscono e restituisce lo spettro nel dominio delle frequenze, ossia l'impronta caratteristica che la corrente gassosa e i composti in essa presenti lasciano al passare della radiazione. La correlazione tra le bande di assorbimento all'infrarosso e i composti sensibili a quelle lunghezze d'onda permette la determinazione qualitativa e quantitativa delle concentrazioni presenti.

Il sistema presente in impianto emette una radiazione infrarossa modulata da un interferometro a lunghezze comprese tra i 900 e i 4200 cm^{-1} , tale da investire tutta la regione spettrale di assorbimento dei composti ricercati e fornire l'interferogramma della corrente, successivamente scomposto dal software di gestione (denominato Calcmet) per l'analisi contemporanea degli elementi.

Una volta acquisiti i dati, l'analizzatore FTIR comunica, tramite collegamento seriale, le rilevazioni effettuate al software di gestione e monitoraggio in remoto, denominato EDA2003, con frequenza di 1 set di misure calcolate ogni minuto. Il sistema considera, cioè, per ogni set di dati, i 60 secondi che vanno dal secondo 00 al secondo 59, ed archivia un valore medio del minuto considerato. L'archivio delle medie minuto è ciclico e mantiene in memoria sempre gli ultimi 40 giorni di dati grezzi. Successivamente, i dati così immagazzinati sono elaborati secondo le indicazioni

previste dalla normativa vigente e dagli enti di controllo. Al termine della mezz'ora di ogni ora (minuto 29 e 59 secondi e minuto 59 e 59 secondi) il sistema calcola la media dei dati elementari acquisiti nell'intervallo di tempo (1800 in caso di frequenza di acquisizione di 1 secondo). Il dato semiorario che viene archiviato è pari al valore della media sottratto il valore percentuale dell'indice di confidenza al 95%, configurabile nel software per ogni singolo parametro. Il valore dell'indice di confidenza è espresso come percentuale riferito alla misura complessiva, e rimane fissato fino alla successiva verifica di linearità. Il dato semiorario così elaborato è valido se almeno il 70% dei dati elementari misurati è valido. Al termine di ogni ora (minuto 59 e 59 secondi), il sistema calcola la media dei dati elementari acquisiti nell'intervallo di tempo (3600 in caso di frequenza di acquisizione di 1 secondo) ed archivia il dato così calcolato nell'archivio delle medie orarie. Le medie orarie vengono suddivise in 3 archivi, costituiti dai dati originali, dati normalizzati e corretti in ossigeno. Anche il dato orario è valido se almeno il 70% dei dati elementari misurati è valido; viceversa, il dato istantaneo definito invalido non concorre in alcun modo all'elaborazione di estrazione del dato semiorario/orario finale.

La visualizzazione degli andamenti e delle concentrazioni è resa possibile dalle finestre grafiche del software di controllo EDA2003. Il monitoraggio in remoto delle emissioni avviene tanto dalla sala controllo posta nelle vicinanze dell'impianto, quanto dagli uffici della direzione e dei responsabili di impianto. Gli archivi, composti secondo le prescrizioni della normativa, rimangono a disposizione degli enti di controllo per le periodiche verifiche previste dalla legge.

6 La modellazione del processo di incenerimento

I rifiuti in ingresso agli impianti di incenerimento possono presentare una grande variabilità della composizione chimica, delle proprietà termodinamiche e dello stato di aggregazione (solido, liquido, fangoso); a tale proposito i conduttori e i gestori degli impianti sono tenuti ad effettuare una corretta miscelazione delle differenti qualità dei rifiuti, controllare le portate in alimento sia dell'aria comburente sia eventualmente del combustibile ausiliario; devono inoltre sorvegliare attentamente i parametri di funzionamento delle tecnologie di trattamento dei fumi al fine di soddisfare tutti i vincoli di legge.

Ulteriore necessità è quello di massimizzare la quantità di rifiuti trattati e ovviamente, minimizzare i quantitativi di combustibile ausiliario mantenendo il corretto tenore di ossigeno nei fumi di scarico (la normativa fissa un valore minimo pari al 6%).

Attualmente si cerca di raggiungere gli obiettivi appena citati, attraverso una cooperazione tra conduttori e progettisti, tramite parametri caratteristici che vengono assunti dall'esperienza del progettista e dai dati relativi all'efficienza di dispositivi di combustione già realizzati ed efficientemente operanti. Per quanto finora detto, lo sviluppo di modelli di simulazione della combustione si pone l'obiettivo di supporto sia nell'attività della progettazione sia in quella della gestione nonché del controllo della termodistruzione dei rifiuti. Per far sì che i modelli di combustione offrano un valido supporto a quanto detto in precedenza, occorre che essi siano in grado di descrivere ampie variazioni delle condizioni di processo coinvolte nella combustione.

Sviluppare un modello di simulazione comporta notevoli problemi, alcuni dei quali possono essere affrontati secondo diverse modalità: una prima strategia definita integrale fenomenologica o a livello di sistema (dalla terminologia inglese *system level*). Questo approccio è basato su una descrizione delle condizioni operative, vigenti nella camera di combustione, mediante grandezze di tipo medio, ovvero, non si prende in considerazione l'evoluzione spaziale e temporale dei fenomeni fisici all'interno della camera di combustione ma solamente i loro valori medi.

Introducendo questa semplificazione, la sezione di combustione viene trattata come una *black box* all'interno della quale si vanno ad applicare i bilanci globali sia di materia sia di energia.

La seconda tipologia di approccio, quella che poi è stata effettivamente seguita per la realizzazione del modello in questione, si pone come obiettivo quello di effettuare una descrizione di tipo locale, attraverso un approccio dimensionale, della situazione interna alla camera di combustione, effettuando un'analisi più approfondita dei molteplici processi che si svolgono all'interno del forno.

Una simulazione impostata in tale modo si propone di raggiungere, come risultato, una descrizione puntuale della trasformazione subita dal rifiuto nell'avanzare lungo l'asse del forno, della liberazione dei prodotti di combustione in fase gassosa e infine una descrizione dell'andamento delle temperature relative al mezzo solido e gassoso sia all'interno della camera di combustione sia sulla superficie esterna.

Lo sviluppo di un modello che possa raggiungere gli obiettivi appena menzionati, sarebbe di valido supporto per le applicazioni sia in campo progettuale che gestionale. Un primo beneficio derivante dall'utilizzo del modello per la simulazione della combustione potrebbe essere la determinazione, in fase progettuale delle dimensioni, in special modo in termini di lunghezza, della camera di combustione, necessarie per trattare una ben determinata portata media di rifiuto; prendendo in considerazione l'estensione in lunghezza del tamburo rotante occorre tenere conto dell'esistenza di due zone ben distinte immediatamente a ridosso sia della sezione di ingresso sia di quella di uscita. Tali sezioni sono caratterizzate da situazioni di transitorio dovute alla perturbazione delle condizioni esterne, causate rispettivamente dalle ripetute aperture delle portelle della camera di alimentazione e dalla zona di uscita dei fumi e scarico scorie.

E' opportuno quindi riportare le lunghezze L_{in} e L_{out} delle fasce nelle quali si risente l'effetto delle perturbazioni dette, al diametro del forno rotativo; facendo ciò, è possibile estendere la determinazione effettuata al caso del progetto di nuovi forni (Figura 6.1).

Escludendo le due zone in grigio rappresentate nella figura, la regione intermedia può essere considerata come lunghezza utile disponibile ai fini del processo di combustione. Lo sviluppo di un modello di tipo dimensionale potrebbe fornire delle utili indicazioni sulla lunghezza necessaria utile per bruciare, con opportuni tempi di residenza, una

particolare tipologia di rifiuto; ovviamente un'applicazione di questo tipo non è utile solamente in fase gestionale, ma lo è soprattutto in fase progettuale in quanto permette un risparmio sui costi della realizzazione dell'impianto evitando eventuali sovradimensionamenti dello stesso.

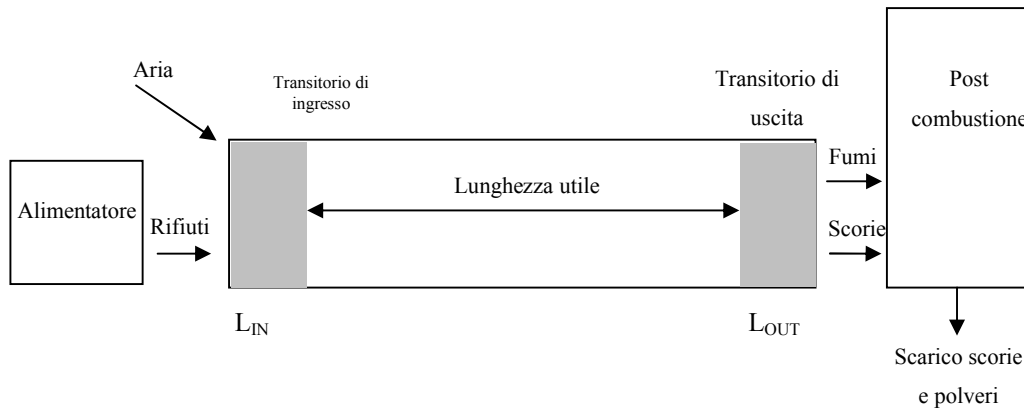


Figura 6.1 Individuazione della lunghezza utile per la combustione

Utilizzando il modello, inoltre, si potrebbero prevedere le zone della camera di combustione soggette a maggiori temperature e di conseguenza caratterizzate da un'usura maggiore del cemento refrattario costituente la stessa, ciò comporterebbe la possibilità di effettuare un rivestimento differenziato del forno in base alla necessità di resistenza meccanica o di isolamento termico, tutto questo porterebbe ad un'usura uniforme lungo l'asse del forno limitando di conseguenza al minimo le fermate non programmate degli impianti per manutenzioni straordinarie dovute ad esempio all'eccessiva usura o al distacco del materiale refrattario costituente la camera di combustione stessa.

Dopo aver fissato la lunghezza del tamburo rotante, rimangono una serie di parametri operativi da regolare per ottenere il completamento della combustione e rispettare i vincoli normativi e tecnologici imposti. Tra questi parametri si trovano:

- La velocità di rotazione del tamburo, responsabile della velocità di avanzamento del rifiuto e del conseguente tempo di permanenza all'interno della camera di combustione;
- Il tempo di residenza dei fumi;
- L'eccesso d'aria.

Inizialmente la scelta di questi parametri viene effettuata scegliendo alcuni valori di partenza dettati dall'esperienza; successivamente si provvede a regolare tali valori adeguandoli durante le condizioni di marcia dell'impianto in base all'evolversi della combustione. L'utilizzo del modello di simulazione non è univoco, ovvero è possibile, partendo dalle caratteristiche del rifiuto, determinare i parametri operativi necessari affinché sia portata a termine la combustione di una ben determinata portata di rifiuto.

In alternativa è possibile determinare la portata alimentabile di rifiuto per operare in fissate condizioni di marcia, stabilire gli adeguamenti dei parametri operativi necessari in risposta a variazioni della composizione del rifiuto in ingresso, individuare il *mix* ottimale da effettuare tra le diverse tipologie di rifiuto per avere condizioni di combustione completa, o lavorare secondo le fissate caratteristiche operative, nel caso di impianti che trattino rifiuti di diversa provenienza e tipologia o che stiano valutando l'allargamento della propria attività a nuove classi di rifiuti.

6.1 Modello dimensionale

6.1.1 Considerazioni generali

La prima attività svolta nelle fasi di realizzazione del modello è stata l'analisi dimensionale della combustione con l'obiettivo di ottenere una distribuzione spaziale delle grandezze di interesse quali il consumo di massa solida, l'evaporazione dell'umidità dal rifiuto, la temperatura e la formazione di prodotti di combustione. Il modello non si pone come obiettivo, le situazioni di transitorio, caratteristiche delle fasi di avviamento e fermata ma, il funzionamento a regime del forno; nel momento in cui il funzionamento del forno ha raggiunto le condizioni di regime, si ipotizza che lo stesso abbia raggiunto una situazione che si può definire di equilibrio permanente.

Durante tale fase, le grandezze in gioco cambiano al variare della posizione all'interno del forno ma, puntualmente restano costanti nel tempo. In tale situazione di equilibrio le entrate e le uscite dalla camera di combustione non sono soggette a variazioni; quanto appena detto è una approssimazione della situazione reale a causa della natura eterogenea del rifiuto e delle le caratteristiche chimiche fisiche ed energetiche del flusso di alimentazione che infatti presentano notevoli variazioni in funzione del tempo.

Tramite delle osservazioni fatte *in situ*, si è potuto osservare che, raffrontando i tempi caratteristici del processo di alimentazione del rifiuto con il suo tempo di permanenza all'interno del forno, è corretto considerare il processo come continuo; per tali motivi, sono stati utilizzati valori medi per la descrizione del rifiuto in ingresso e la portata di alimentazione considerata sarà continua e costante durante tutto il processo e corrisponderà al quantitativo di rifiuto alimentato durante il funzionamento dell'impianto. Per ricercare la soluzione di equilibrio è possibile percorrere due diverse strategie di risoluzione analitica; lo studio teorico e l'interpretazione del processo reale oggetto di simulazione. Alla base di ambedue le metodologie di approccio si trova una discretizzazione di tipo spaziale delle grandezze che descrivono il sistema.

Nella Figura 6.2 si evidenzia una schematizzazione del volume interno del forno, il quale viene suddiviso in un numero N di tratti elementari ciascuno di lunghezza ΔX variabile e definibile dall'utente e volume ΔV pari al prodotto tra ΔX e la sezione trasversale del tamburo.

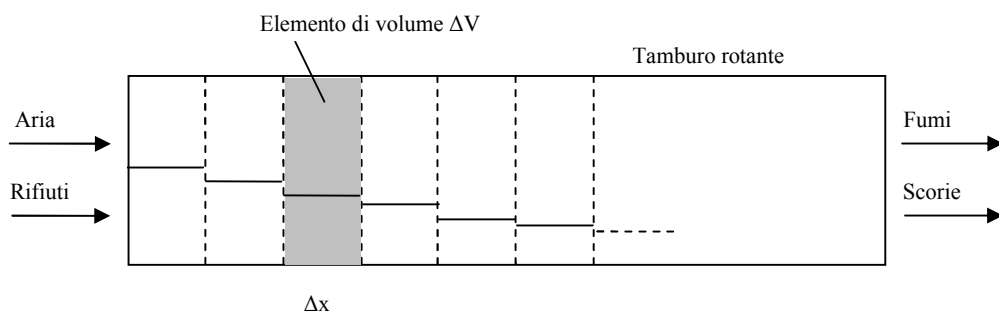


Figura 6.2: Approccio dimensionale: suddivisione del tamburo in volumi elementari

Le grandezze quali, la temperatura o la portata dei diversi composti, che vanno a caratterizzare il sistema nel caso reale sono funzioni continue delle variabili spaziali. Nel programma in oggetto invece verrà ipotizzata che ciascuna grandezza vari solamente nel momento in cui passerà dal volume in esame, al successivo mantenendosi uniforme all'interno del volume di controllo considerato. La ricerca della soluzione stazionaria si concretizza nella scrittura dei bilanci di materia e di energia per ciascuno dei volumi di controllo in cui è stato suddiviso il forno al fine di ricavare i valori locali della temperatura e l'andamento dei vari costituenti del rifiuto e della fase gassosa.

Nel caso generale, nelle equazioni di conservazione dell'energia e della massa, al cui interno vi sia la derivata totale della grandezza presa in esame, saranno presenti un

termine di derivazione spaziale ed uno temporale. Una prima possibilità di trovare la soluzione consiste nel risolvere le equazioni direttamente all'equilibrio ovvero, nella situazione in cui il termine di variazione nel tempo è identicamente nullo e quindi, ciascun elemento di volume lavora in condizioni stazionarie.

Procedendo secondo tale criterio si ottengono equazioni di bilancio all'interno delle quali non compare alcun termine temporale, i valori che si ottengono in uscita dall'elemento di volume in esame costituiranno gli elementi in ingresso per il successivo volume e la soluzione viene trovata analizzando il forno un'unica volta da monte verso valle.

Un approccio alternativo prevede di arrivare alla soluzione stazionaria dopo aver effettuato un transitorio analitico, ovvero partendo da un'opportuna soluzione iniziale per arrivare alla soluzione di equilibrio per convergenza mediante una serie di passi di integrazione temporali successivi, in ciascuno dei quali la soluzione parziale rispetta le condizioni al contorno ma non è equilibrata. In questo caso quindi si introduce, oltre a quella spaziale, anche una discretizzazione analitica di tipo temporale, ed il forno viene analizzato più volte fino a che lo scostamento tra la soluzione attuale e quella del passo precedente rientra in un intervallo prefissato. Nel seguito queste due modalità di analisi si indicheranno come approccio stazionario ed approccio mediante transitorio.

La metodologia adottata per la scrittura di questo modello è stata quindi quella dell'approccio mediante transitorio; il modello è stato scritto utilizzando il linguaggio del programma *Matlab*; attraverso l'utilizzo di tale programma si ottenuta la risoluzione automatica delle equazioni prima menzionate per ogni volume di controllo.

La risoluzione delle equazioni di bilancio ha permesso di ottenere in uscita dal programma dei diagrammi riportanti gli andamenti delle principali grandezze di interesse (temperatura, portate di aria e di rifiuti, etc.).

Alla base delle due metodologie analitiche di risoluzione appena presentate, c'è un unico comune denominatore costituito dal lavoro svolto per determinare le modalità opportune mediante le quali rappresentare e modellare il complesso insieme di processi che intervengono nella combustione del rifiuto all'interno del forno nonché la multiforme e sfaccettata realtà fisica del sistema in esame. La comprensione dei fenomeni e la loro interazione, supportata da un lavoro di ricerca bibliografica mirato soprattutto ad indagare i modelli di simulazione della combustione esistenti, nonché le

esperienze empiriche di simulazione o verifica dei modelli analitici, hanno portato all'individuazione di alcune ipotesi e approssimazioni di base, sulle quali poggiare le analisi delle grandezze da considerare come dati in ingresso al modello di simulazione e delle relazioni fondamentali che reggono il processo.

Inizialmente si descriverà questa impostazione generale partendo dalle caratteristiche del rifiuto alimentato dalle quali si può valutare, per una data portata di alimentazione, la quantità di aria stechiometrica necessaria per la combustione. Andando poi ad effettuare un bilancio globale di massa e di energia applicato all'intero volume della camera di combustione ed effettuando poi una verifica sulle condizioni in camera di post-combustione, è possibile determinare l'eccesso di aria e il tempo di residenza dei rifiuti all'interno del forno. Ovviamente tali dati dovranno essere compatibili con i limiti normativi riguardanti la percentuale di O_2 presente nei fumi di combustione, la temperatura minima ed il tempo di residenza minimo dei fumi in camera di post-combustione. Si assumeranno quindi come dati di input la portata di rifiuto, il suo tempo di residenza e la quantità complessiva di aria comburente.

Ipotizzando che il rifiuto percorra il tamburo a velocità costante ed indicando con θ_{rif} il tempo di residenza totale del rifiuto solido all'interno del forno, si avrà un tempo di residenza del solido $\Delta\theta_{rif}=\theta_{rif}/N$ relativo al singolo tratto.

Analizzando la camera di combustione, si possono assumere delle condizioni isobare con pressione totale pari a quella atmosferica, in quanto questo non costituisce un'approssimazione molto marcata in quanto la depressione in cui è mantenuto l'ambiente interno della camera di combustione è pari a 200 e 120 millimetri di colonna d'acqua rispettivamente in testa ed in coda al cilindro e serve unicamente per mantenere la ventilazione forzata all'interno della camera stessa.

Gli altri parametri di input sono costituiti dalla temperatura di ingresso del rifiuto solido e della fase gassosa e dalle caratteristiche geometriche della camera di combustione e del materiale dei quali è costituita. Per quanto concerne le due precitate temperature è bene fare alcune osservazioni: la temperatura che si assume per la fase solida in corrispondenza dell'ascissa zero del tamburo rotante è diversa dalla temperatura ambiente in quanto il rifiuto entra nel tamburo passando per una precamera di alimentazione all'interno della quale subisce un riscaldamento repentino dovuto anche

al calore proveniente dall'ingresso del tamburo, ciò porterà all'accensione superficiale del rifiuto.

Un'ulteriore ipotesi semplificativa che viene effettuata riguarda la fase di acclimatazione, durante la quale il rifiuto in ingresso si porta alla temperatura di regime nella zona iniziale del tamburo, questo avviene interamente nella camera di alimentazione anche in assenza di preriscaldamento dell'aria primaria, per questo il valore che si assume per la temperatura della fase gassosa non coincide con la temperatura ambiente (Marias, 2003; Mujumdar and Randa, 2006).

Durante la fase di avviamento del forno la temperatura del gas nel primo tratto del tamburo viene mantenuta su valori molto più alti con l'utilizzo di combustibile ausiliario; una volta raggiunte le condizioni di regime, tale temperatura viene auto sostenuta in virtù degli scambi di calore con le zone più avanzate del tamburo che, con l'ausilio dello svolgersi del processo di combustione, si troveranno a temperature molto più alte e a spese del contenuto energetico delle frazioni più facilmente infiammabili, che provocano l'immediata accensione del rifiuto all'uscita della camera di alimentazione (Marias, 2003).

Analogamente a quanto appena descritto per il rifiuto solido, dietro la scelta della temperatura per il gas all'ascissa zero lungo il tamburo, è possibile ipotizzare che l'aria comburente prelevata dall'ambiente esterno, durante l'ingresso all'interno del tamburo si porti istantaneamente alla temperatura di regime prima citata. Nel momento in cui si arriva alle condizioni di regime, quando l'apporto energetico dovuto al combustibile ausiliario viene meno, l'energia necessaria per portare sia i rifiuti che l'aria comburente dalla temperatura dell'ambiente esterno alla temperatura presente nella sezione iniziale del forno, viene fornita ai due flussi in ingresso a spese dell'energia complessiva in gioco nel sistema. Tale termine energetico viene fornito considerando gli scambi per irraggiamento con le zone più avanzate del forno (Marias, 2003; Mujumdar and Randa, 2006).

I valori di input in ingresso al primo tratto ΔV del forno, sono costituiti dalla composizione in termini di flussi di massa e dalle temperature del rifiuto e della fase gassosa; tali valori rappresentano le condizioni al contorno di monte per la risoluzione del sistema.

Nella realtà a causa dell'eterogeneità della sostanza solida, della granulometria estremamente variabile del rifiuto, nonché della presenza di umidità negli interstizi esistenti tra una particella e l'altra, risulta estremamente difficile caratterizzare la granulometria, la presenza di gradienti di temperatura e di conseguenza i fenomeni di trasmissione di calore all'interno delle singole particelle di rifiuto. Per tale motivo è stata fatta l'ipotesi di considerare un unico valore medio della temperatura per tutta la sostanza solida presente in ciascuna sezione del tamburo. Una ulteriore ipotesi è quella di trascurare la presenza di gradienti di temperatura e di concentrazione delle diverse specie all'interno della fase gassosa nella dimensione trasversale al tamburo; le uniche variazioni che si andranno quindi a considerare saranno solamente quelle in direzione longitudinale (Marias, 2003).

Nello sviluppo del modello si è deciso di focalizzare l'attenzione in particolar modo sui flussi di materia, sui termini di scambio energetico ed infine sull'andamento delle temperature relative alle trasformazioni subite dal rifiuto durante la combustione all'interno del forno.

Mette conto sottolineare che non verranno trattati tutti quei processi che portano alla formazione degli inquinanti provenienti dalla combustione del rifiuto. A questo si aggiunge la necessità di effettuare una semplificazione del ventaglio di reazioni e processi da rappresentare in modo da ottenere, almeno in una prima fase di sviluppo, uno schema di simulazione che sia il più possibile generale e non necessariamente legato ad una specifica categoria di rifiuti oltre, naturalmente, ad avere un migliore controllo dei fenomeni in gioco limitando il numero di parametri e variabili considerate. Da quanto detto risulta opportuno effettuare sia una schematizzazione della materia presente all'interno del forno sia individuare una serie di processi di riferimento elementari attraverso i quali descrivere lo svolgimento della combustione e le interazioni energetiche connesse.

6.1.2 Suddivisione in comparti

Andando a considerare un elemento di volume compreso tra due sezioni trasversali del forno, la materia ivi presente si trova in tre diversi stati di aggregazione quali, solido,

liquido e gassoso; per questo si è quindi deciso di dividere ogni singolo elemento di volume in tre comparti differenti ognuno dei quali rappresentativo delle tre fasi.

Per sviluppare il modello di combustione occorre prevedere lo studio di tutte le trasformazioni chimiche e fisiche esistenti all'interno di ogni comparto; inoltre devono essere studiati tutti gli scambi di materia ed energia tra i diversi comparti e tra i comparti e l'ambiente esterno. Nella Figura 6.3 è riportata una rappresentazione schematica in cui sono indicati i flussi di materia (espressi come portate massiche) sia in ingresso sia in uscita dall'elemento di volume preso in considerazione il quale è simbolizzato dalla linea tratteggiata. Tutti i termini che compaiono nella figura saranno spiegati con maggiore accuratezza nel proseguo.

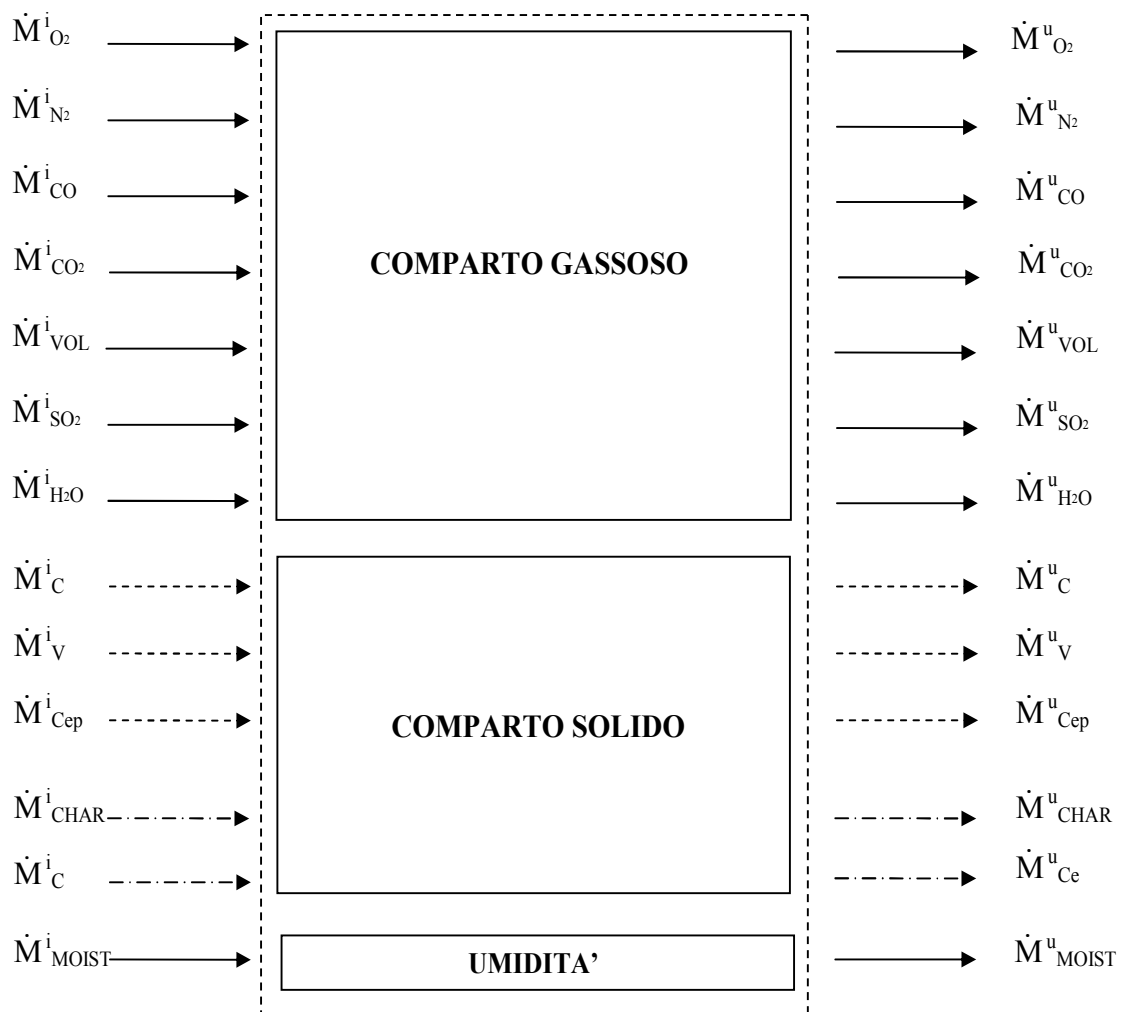


Figura 6.3: Flussi di massa in ingresso e in uscita dal volume elementare

6.1.2.1 Comparto solido

Nell'analisi del comparto solido si prendono in considerazione tre componenti:

- Char formatosi a seguito della decomposizione termica del rifiuto;
- Rifiuto secco non trasformato termicamente;
- Ceneri ed incombusti provenienti dal rifiuto già trasformato.

Andando a considerare il flusso solido generico, si ottiene la seguente composizione della portata massica (kg/s):

[Eq. 6.1]
$$\dot{M}_S = \dot{M}_{RIF} + \dot{M}_{CHAR} + \dot{M}_{Ce}$$

La frazione secca del rifiuto non decomposto a sua volta, può essere considerata come composta da tre contributi:

- Sostanza combustibile fissa (char) non ancora formatosi, indicata come potenziale mediante il pedice C;
- Sostanza combustibile volatile non ancora liberata, indicata dal pedice V;
- Ceneri, ovvero materiale non combustibile non ancora separatosi dal rifiuto e quindi ancora una volta considerabile come potenziale e per questo contraddistinta dall'aggiunta del pedice P.

In formule si avrà la seguente situazione:

[Eq. 6.2]
$$\dot{M}_{RIF} = \dot{M}_C + \dot{M}_V + \dot{M}_{Cep}$$

Il rifiuto secco tal quale e le frazioni combustibili volatili e fisse sono descritte, dal punto di vista della loro composizione chimica, facendo riferimento alla presenza dei soli elementi quali: carbonio, idrogeno, ossigeno, azoto e zolfo. Per quel che concerne invece la composizione chimica della frazione non combustibile essa viene trascurata in quanto non prende effettivamente parte al processo di combustione.

Per i rifiuti che per definizione non possiedono caratteristiche chimico-fisiche e strutturali che possano definirsi omogenee non è possibile reperire in letteratura valori del calore e del volume specifico aventi caratteristiche di validità generale. Al tempo stesso, si è cercato quindi di effettuare una determinazione degli stessi in via

sperimentale, ma, anche in questo caso, tale procedimento non è risultato essere agevole a causa delle difficoltà legate al costruire un campione di rifiuto che sia abbastanza omogeneo da poter permettere sia un'analisi sia una rappresentazione del comportamento dell'intero rifiuto. Non è nemmeno possibile prendere in esame precedenti esperienze di simulazione della combustione di rifiuti in quanto, nella maggior parte delle esperienze reperibili in letteratura, il comportamento del rifiuto viene rappresentato o comunque simulato, tramite materiali di riferimento aventi caratteristiche chimico-fisiche e strutturali ben note o comunque più facilmente determinabili. Il caso più frequentemente preso in esame durante la simulazione di un fenomeno di combustione è quello nel quale vengono utilizzate come rifiuto particelle di legno alle quali vengono poi aggiunte opportuni quantitativi di acqua e ceneri i quali, a loro volta, vanno a rappresentare il classico contenuto di umidità e materia non combustibile presenti in ogni tipo di rifiuto. Considerando tali esperienze, si è deciso di utilizzare per il calore specifico a pressione costante del rifiuto secco il valore caratteristico del legno, pari a (Shin and Choi, 2000):

$$[Eq. 6.3] \quad c_{pRIF} = 2.4 \frac{kJ}{kgK}$$

il calore specifico delle ceneri è invece un valore più facilmente reperibile, e viene considerato pari a:

$$[Eq. 6.4] \quad c_{pCe} = 0.8 \frac{kJ}{kgK}$$

Si assume il medesimo valore sia per le ceneri residue della combustione sia per il materiale non combustibile presente nel rifiuto non decomposto. I calori specifici c_{pc} e c_{pv} delle frazioni fissa e volatile presente nel rifiuto e non ancora separate da esso, vengono calcolati sulla base della composizione percentuale in peso del rifiuto trattato in termini di volatili, char e ceneri, in modo da ottenere per il secco nel suo insieme il valore c_{prif} . Per il char formato, si adotta lo stesso valore del calore specifico utilizzato per la componente combustibile fissa. Si ha dunque:

$$[Eq. 6.5] \quad c_{pCHAR} = c_{pC}$$

I calori specifici delle specie nello stato solido sono considerati costanti con la temperatura.

Di difficile determinazione, risulta essere anche un altro parametro fisico quale il peso specifico o alternativamente il volume specifico del rifiuto. Dalle osservazioni effettuate nell'impianto in oggetto si è notato, un valore del peso specifico del rifiuto tal quale pari a 75 kg/m^3 , tale valore andrà comunque analizzato e studiato per ogni differente tipo di rifiuto in caso di applicazione di questo modello ad altre realtà:

$$\text{[Eq. 6.6]} \quad \gamma_{RIF} = 75 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Allo stesso modo, i pesi specifici della componente volatile e di quella fissa sono determinati sulla base della composizione percentuale in peso del rifiuto tal quale e al variare di essa, considerando per l'umidità il valore del peso specifico dell'acqua a 100°C pari a 958 kg/m^3 e per le ceneri il valore disponibile della densità in mucchio pari a:

$$\text{[Eq. 6.7]} \quad \gamma_{Ce} = \gamma_{ep} = 1600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

e in modo da ottenere per il rifiuto tal quale il calore γ_{RIF} . I valori adottati del peso specifico della sostanza solida vengono considerati costanti durante lo svolgimento della combustione all'interno della camera.

6.1.2.2 Umidità

Avendo effettuato la caratterizzazione del rifiuto, si è deciso di considerare direttamente le frazioni merceologiche presenti allo stato liquido come costituenti della componente volatile del rifiuto. All'interno del modello quindi, non si effettuerà alcuna distinzione sulla volatilizzazione di sostanze combustibili solide o liquide. Si è scelto di schematizzare l'acqua presente sottoforma di umidità frammista al solido come una fase liquida solo idealmente separata dal solido e caratterizzata da una temperatura che, in base alle considerazioni e alle ipotesi compiute per rappresentare il comportamento dell'umidità presente nel rifiuto che saranno descritte, è considerata costante e pari a

100°C. Per il calore specifico e la densità dell'acqua si assumono di conseguenza i seguenti valori relativi a 100°C:

$$[Eq. 6.8] \quad c_{pW} = 4.212 \frac{kJ}{kg K}$$

$$[Eq. 6.9] \quad \gamma_W = 958.38 \frac{kg}{m^3}$$

6.1.2.3 Comparto gassoso

Nello sviluppo del modello di simulazione sono stati presi in considerazione i composti gassosi quali, l'ossigeno e l'azoto dell'aria comburente, il vapore acqueo formato per l'evaporazione dell'umidità e alla frazione combustibile liberata per decomposizione termica del rifiuto. Saranno inoltre presi in considerazione anche i prodotti stechiometrici della reazione globale di combustione completa o parziale che saranno descritti nel seguito:

- O₂ presente nell'aria comburente;
- N₂ presente nell'aria comburente ed in piccola parte prodotto dalla combustione del rifiuto;
- CO prodotto dalla combustione incompleta del char;
- CO₂ prodotta dal combustione del CO;
- VOL (sostanza volatile combustibile) proveniente dalla decomposizione termica del rifiuto;
- SO₂;
- H₂O presente come prodotto di combustione ed a seguito dell'evaporazione dell'umidità presente nel rifiuto.

Considerando quindi il generico flusso gassoso, si avrà la seguente composizione della portata massica:

$$[Eq. 6.10] \quad \dot{M}_G = \dot{M}_{O_2} + \dot{M}_{N_2} + \dot{M}_{CO} + \dot{M}_{CO_2} + \dot{M}_{VOL} + \dot{M}_{SO_2} + \dot{M}_{H_2O_{vap}} = \sum_x \dot{M}_x$$

Ovvero la portata massica è data dalla somma delle portate delle sette specie prima elencate. La fase gassosa qui introdotta, assume un comportamento tipico di quello di una miscela di gas ideali; il calore specifico che contraddistingue tale miscela viene calcolato sulla base della composizione percentuale in peso della miscela e dei calori specifici dei singoli composti gassosi, valutati a loro volta in funzione della temperatura seguendo le correlazioni di primo grado fornite dalla letteratura e di seguito riportate (Shin and Choi, 2000):

$$[Eq. 6.11] \quad c_{pN_2} = 980 + 0.2 T$$

$$[Eq. 6.12] \quad c_{pO_2} = 854.7 + 0.2178 T$$

$$[Eq. 6.13] \quad c_{pH_2O_2} = 1666 + 0.622 T$$

$$[Eq. 6.14] \quad c_{pCO_2} = 708 + 0.4789 T$$

La temperatura è espressa in Kelvin ed il calore specifico in J/kgK. Dalla letteratura, le indicazioni illustrano che i calori specifici delle specie presenti in minor concentrazione nella fase gassosa, cioè CO e volatili, sono considerati pari a quello dell'aria alla temperatura di 800 K:

$$[Eq. 6.15] \quad c_{pVOL} = c_{pCO} = 1100 \frac{J}{kg K}$$

Occorre ricordare che alcune proprietà fisiche della miscela gassosa sono valutate in funzione della temperatura espressa in gradi *Celsius*, mediante espressioni polinomiali di terzo grado nella forma:

$$[Eq. 6.16] \quad y = a + bT_c + cT_c^2 + dT_c^3$$

ricavate da analisi di regressione compiute su dati relativi all'aria presenti in letteratura sottoforma di tabelle. I valori ottenuti per i coefficienti a,b,c,d del polinomio per le varie proprietà sono indicati nella Tabella 6.1.

6.2 Sviluppo dello schema della combustione

In questa sezione, si considereranno i sei processi elementari che portano alla completa combustione del rifiuto entrante nella camera di combustione di riferimento e per ciascuno dei quali si valuterà la cinetica globale di reazione:

- Essiccamento, ovvero l'evaporazione dell'umidità presente nel rifiuto;
- Liberazione di sostanza volatile combustibile dal rifiuto;
- Formazione del char, ovvero la parte fissa della frazione combustibile del rifiuto;
- Combustione in fase gassosa della sostanza volatile;
- Combustione del char in fase eterogenea;
- Combustione in fase gassosa del CO.

Tabella 6.1: Proprietà fisiche dell'aria in funzione della temperatura

Costante	Densità	Viscosità	Diffusività di O ₂ in N ₂	Conducibilità termica	Numero di Prandtl	Numero di Schmidt
Simbolo	ρ	$\mu \cdot 10^5$	D _{AB}	k	Pr	Sc
Unità di misura	kg/m ³	kg/ms	cm ² /s	W/mK		
a	1,12E+00	1,799E+00	1,792E-01	2,822E-02	7,074E-01	7,877E-01
b	-1,819E-03	4,012E-03	1,23E-03	8,185E-05	-2,682E-05	-1,122E-04
c	1,212E-06	-1,158E-06	1,058E-06	-3,639E-08	3,855E,08	7,026E-08
d	-2,701E-10	2,356E-10	-7,165E-11	1,337E-11	-1,499E-11	-1,465E-11

6.2.1 Essiccamento

La temperatura assunta dal rifiuto all'ingresso della camera di combustione sarà sempre maggiore di 100°C a causa del fenomeno dell'acclimatazione descritto in precedenza. Durante la combustione del rifiuto, nonostante la temperatura nelle zone più esterne di quest'ultimo sia notevolmente più alta, l'umidità ancora presente nelle zone interne della massa, impedisce la trasmissione del calore verso l'interno, che si mantiene quindi a temperatura inferiore; questo comporta che una parte dell'acqua rimanga all'interno della particella in esame per quasi tutta la durata del processo di combustione ed in

alcuni casi addirittura fino a che non sia avvenuto il consumo del 99% della massa iniziale. Indipendentemente dalla temperatura media assunta per la materia solida, l'acqua presente come umidità internamente al rifiuto si trova ad una temperatura pari a quella di ebollizione alla pressione atmosferica ($T_{eb}=100\text{ °C}$) e si mantiene su questo valore fino a che non si è completato il processo di evaporazione.

Ulteriore ipotesi che si introduce è che il calore disponibile all'interno della fase solida viene in via preferenziale ceduto all'acqua per l'evaporazione e che solo la quantità di calore eventualmente residua vada ad innalzare la temperatura del solido. Indicando con ΔH_{ev}^{lat} l'entalpia latente di evaporazione per unità di massa per l'acqua a 100°C pari a 2257 kJ/kg e ipotizzando di avere a disposizione una portata termica Q espressa in kJ/s si avrà una velocità di evaporazione potenziale in kg/s (Yang *et al*, 2002, Yang *et al*, 2003):

$$[Eq. 6.17] \quad R_{ev}^{pot} = \frac{Q}{\Delta H_{ev}^{lat}}$$

Tale velocità potenziale dipenderà ovviamente dalla quantità di acqua effettivamente presente all'interno del volume di controllo; ovvero la portata massica $\Delta \dot{M}_{MOIST}$ di acqua che evaporerà nel volume ΔV potrà essere al più uguale alla portata di umidità disponibile ed il valore della potenza termica effettivamente utilizzata per l'evaporazione sarà:

$$[Eq. 6.18] \quad Q_{ev} = \Delta \dot{M}_{MOIST} \cdot \Delta H_{ev}^{lat}$$

6.2.2 Decomposizione termica del char e della sostanza volatile

Nella realtà, la decomposizione termica, avviene attraverso una serie di reazioni sia esotermiche che endotermiche; nell'insieme può essere considerato come un processo con calore di reazione complessivamente nullo. Si è fatto sempre riferimento alla letteratura per la cinetica di volatilizzazione della sostanza combustibile del rifiuto contenuto all'interno di un volume di controllo ΔV una espressione del tipo (Shin and Choi, 2000; Sorum *et al*, 2001; Fjellerup *et al*, 2005):

[Eq. 6.19]
$$R_{VOL}^F = \frac{d[M_{VOL}]}{dt} = A_{VOL} \cdot e^{\frac{-E_{VOL}}{R}} \cdot M_{RIF}$$

nella quale:

$R_{VOL}^F = \frac{d[M_{VOL}]}{dt}$ è la velocità di liberazione del volatile espressa in kg/s;

M_{RIF} è la quantità in chilogrammi di rifiuto non trasformato presente in ΔV ;

T_s è la temperatura a cui si trova il rifiuto in K;

$k_{VOL} = A_{VOL} \cdot e^{\frac{-E_{VOL}}{R \cdot T_s}}$ è la costante cinetica espressa in 1/s.

È possibile sfruttare una relazione analoga per descrivere il processo di formazione del char (Shin and Choi, 2000; Yang *et al*, 2002; Fjellerup *et al*, 2005):

[Eq. 6.20]
$$R_{CHAR}^F = \frac{d[M_{CHAR}]}{dt} = A_{CHAR} \cdot e^{\frac{-E_{CHAR}}{R}} \cdot M_{RIF}$$

I valori dei parametri cinetici A_{VOL} , E_{VOL} , A_{CHAR} ed E_{CHAR} rintracciabili in letteratura non sono relativi al tipo di rifiuto in oggetto, ma sono quelli trovati in via sperimentale per la pirolisi del legno. Questo materiale, come detto in precedenza, è infatti spesso utilizzato nelle simulazioni numeriche e nelle prove sperimentali riportate nella letteratura tecnica per simulare il comportamento del rifiuto solido sottoposto a combustione.

6.2.3 Combustione del char

Nel modello si ipotizzerà che il char formatosi a seguito del processo di pirolisi bruci secondo una combustione incompleta, con produzione quindi di CO, la cui ossidazione si completerà poi in fase gassosa.

Sia $C_aH_bO_cN_dS_e$ la formula chimica approssimata del char, con a, b, c, d ed e coefficienti relativi alla composizione del rifiuto in oggetto; la reazione di combustione avverrà di conseguenza secondo la reazione globale seguente:



Il potere calorifico del char calcolato sulla base della formula di Dulong modificata è relativo al caso di ossidazione completa del combustibile, con produzione di anidride carbonica come prodotto finale di reazione (Kathiravale *et al*, 2003; Parkish *et al*, 2005). Come detto però, tale reazione non è completa ed è per questo che alla precedente reazione di ossidazione parziale sarà associato dunque un calore di reazione minore, ottenibile da quello complessivo (espresso in kJ/kg di char) detraendo il potere calorifico della massa in kg del CO che si forma a partire dalla trasformazione di un chilogrammo di char. Il potere calorifico inferiore unitario relativo alla combustione incompleta in fase eterogenea del char, che nel seguito indicheremo con \overline{PCI}_{CHAR}^* , sarà dato dall'espressione:

$$[\text{Eq. 6.21}] \quad \overline{PCI}_{CHAR}^* = \overline{PCI}_{CHAR} - \alpha \cdot \overline{PCI}_{CO}$$

nella quale α indica la quantità in chilogrammi di CO che si produce a seguito della produzione di un chilogrammo di char. Anche per la combustione eterogenea del char si ha un'espressione della velocità di reazione in kg/s valida nel caso di combustione di una particella solida di char sferica contenuta all'interno di un volume di controllo V_c , attraversato da una corrente gassosa (Shin and Choi, 2000, Sorum *et al*, 2001):

$$[\text{Eq. 6.22}] \quad R_{CHAR}^D = \frac{d[M_{CHAR}]}{dt} = -A \cdot S \cdot [O_2]^a \cdot \frac{1}{\frac{1}{k_r \cdot \zeta} + \frac{1}{k_m}}$$

nella quale:

M_{CHAR} è la massa in kg di char presente all'interno del volume solido considerato;

k_r è la costante di velocità della reazione chimica del char data dalla seguente relazione (Shin and Choi, 2000):

$$[\text{Eq. 6.23}] \quad k_r = A_r \cdot T_p \cdot e^{\frac{B_r}{T_s}}$$

Con:

$$[Eq. 6.24] \quad S = S_{ini} \left(1 - f_{ce} \cdot \frac{\rho_s}{\rho_{ce}}\right) \cdot u^{3/4};$$

$$[Eq. 6.25] \quad u = \frac{M_s}{M_s^0}$$

$$[Eq. 6.26] \quad S_{ini} = \frac{6f_v V_c}{d};$$

nella quale si ha:

[O₂] concentrazione di ossigeno nella fase gassosa che lambisce la particella kmol/m³;

S l'area superficiale all'interno del volume solido considerato in m²;

S_{ini} l'area superficiale iniziale in m²;

f_v indice dei vuoti del solido;

f_{ce} frazione di massa delle ceneri nel solido;

d diametro della particella in m;

ρ_s ρ_{ce} densità della particella solida e delle ceneri in kg/m³;

u rapporto di riduzione di massa all'interno del volume considerato;

T_s temperatura del solido in K;

T_p temperatura della particella in K;

k_r costante di velocità della reazione del char in m/s;

ζ fattore di correzione che tiene conto dei fenomeni di combustione interna, solitamente posto pari a 1 o 1,5;

k_m coefficiente di trasferimento di massa in m/s.

Si può quindi osservare che l'espressione della velocità globale di combustione contiene sia un coefficiente di tipo cinetico (k_r) che uno relativo al fenomeno di trasporto di massa (k_m); Questo riflette la natura del fenomeno della combustione eterogenea che, come già visto, è caratterizzato dallo svolgersi di due processi in serie: la diffusione dell'ossigeno nello strato gassoso limite intorno alla superficie solida e la reazione chimica di ossidazione sulla superficie del solido.

L'espressione fornita dalla letteratura per l'area superficiale di contatto gas-solido è relativa al caso di combustione su griglia, nel quale il flusso gassoso attraversa il letto solido realizzando ottime condizioni di contatto. Per i tamburi rotanti invece, la miscelazione dell'aria comburente con il rifiuto non è altrettanto efficiente, perché la

corrente gassosa non può passare all'interno del rifiuto ma può solamente lambire la superficie superiore di quest'ultimo; inoltre occorre anche considerare che nel tempo, la rotazione del cilindro fa sì che la superficie esposta al gas non sia fissa ma subisca un continuo rinnovamento. Per valutare la velocità di reazione istantanea è più opportuno considerare come superficie di contatto quella di separazione tra il volume occupato dal solido e quello della fase gassosa.

Tale superficie, mostrata nella **Figura 6.4**, avrà una forma variabile in funzione della rotazione del tamburo e dell'angolo di attrito del rifiuto; può essere però, senza eccessiva approssimazione, rappresentata attraverso una superficie piana di area:

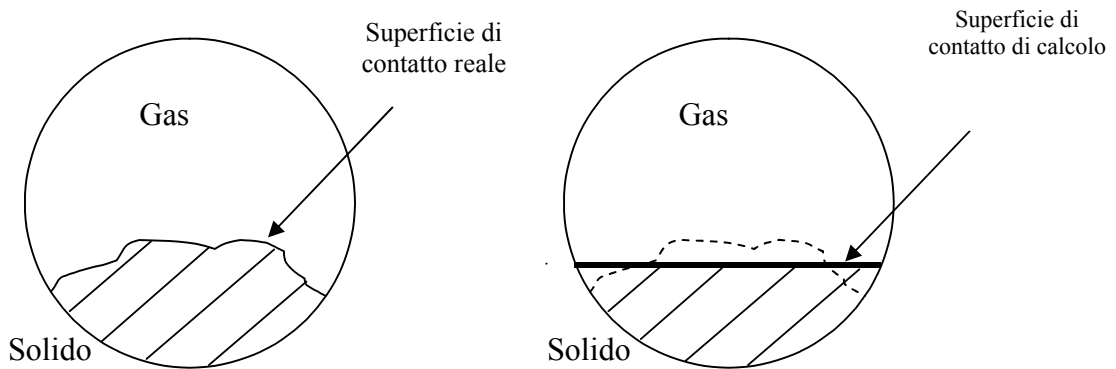


Figura 6.4: Superficie di contatto gas-solido

[Eq. 6.27]

$$S = C \cdot \Delta x$$

con C (linea a tratto pesante in figura) si indica la proiezione della superficie S sulla sezione trasversale del tamburo, ovvero la corda che separa la porzione della sezione occupata dal rifiuto e quella a disposizione della fase gassosa. Indicato con φ il grado di riempimento del volume ΔV , pari al rapporto tra la porzione della sezione trasversale occupata dal gas e quella del solido, C_s l'arco di circonferenza a contatto con il solido ed r_1 il raggio interno del tamburo, la lunghezza della corda C è determinabile attraverso l'espressione seguente:

[Eq. 6.28]

$$C = 2 \cdot r_1 \cdot \text{sen} \frac{C_s}{2 \cdot r_1}$$

mentre C_s è ricavabile in funzione del grado di riempimento utilizzando l'espressione seguente, ricavata mediante calcoli trigonometrici ed un'analisi di regressione di tipo polinomiale.

[Eq. 6.29]

$$C_s = r_1 \cdot (5.3291 \cdot \varphi^6 + 76.64 \cdot \varphi^5 - 213.41 \cdot \varphi^4 + 204.61 \cdot \varphi^3 - 87.499 \cdot \varphi^2 + 19.777 \cdot \varphi + 0.3969)$$

Il coefficiente di trasferimento di massa k_m può essere ricavato in cm/s dalla relazione

[Eq. 6.30]
$$k_m = \frac{Sh \cdot D_{AB}}{d}$$

Dove il diametro d è espresso in cm e DA_B espresso in cm^2/s è il coefficiente di diffusione binaria dell'ossigeno nell'azoto in funzione della temperatura. Il numero di *Sherwood* (Sh) può essere ricavato con un'opportuna correlazione in funzione del numero di *Reynolds* e quello di *Schmidt*.

Le costanti utilizzate per la determinazione della velocità di decomposizione della sostanza carboniosa sono riportate in Tabella 6.2.

Tabella 6.2: Costanti cinetiche utilizzate per la combustione del char

Costante	Valore
A_{CHAR}	60
a	1
A_r [m/sK]	2,3
B_r [K]	14345

6.2.4 Combustione della sostanza volatile

La sostanza combustibile volatile presente nel rifiuto, viene ossidata dall'ossigeno presente nell'aria comburente secondo una serie di trasformazioni complesse che portano alla formazione di molte specie intermedie. Anche in questo caso, così come per la combustione del char, si prenderà in considerazione un processo di trasformazione globale che segua la relazione riportata di seguito:



dove $C_xH_yO_zN_wS_y$ è la formula chimica approssimata della sostanza volatile ricavata dall'analisi e dalla caratterizzazione del rifiuto in esame. Sempre la letteratura offre la seguente espressione la quale descrive la velocità di distruzione dei volatili tramite combustione in fase gassosa espressa come variazione di concentrazione della specie volatile nell'unità di tempo ($\text{kmol/m}^3\text{s}$) (Shin and Choi, 2000; Fjellerup *et al*, 2005):

$$[Eq. 6.31] \quad R_{VOL}^D = \frac{d[VOL]}{dt} = -A \cdot e^{\left(\frac{-E}{R \cdot T_G}\right)} \cdot [O_2]^a \cdot [VOL]^b T_G P^{0.3}$$

nella quale T_G è la temperatura in K del gas e le concentrazioni della varie specie gassose sono espresse in ($\text{kmol/m}^3\text{s}$).

Le costanti utilizzate per la determinazione della velocità di decomposizione della sostanza carboniosa sono riportate in Tabella 6.3.

Tabella 6.3: Costanti cinetiche utilizzate per la combustione della sostanza volatile

Costante	Valore
A [1/s]	59,8
E/R [K]	12200
a	1
b	0,5

6.2.5 Combustione de CO

Per quanto riguarda la velocità di reazione per la combustione del CO viene utilizzata un'espressione analoga a quella adottata per la sostanza volatile; in questo caso però si trova anche una dipendenza dalla concentrazione di acqua all'interno della miscela gassosa (Huai *et al*, 2008).



$$[Eq. 6.33] \quad R_{CO}^D = \frac{d[CO]}{dt} = -A \cdot e^{\left(\frac{-E}{R \cdot T_G}\right)} \cdot [O_2]^a \cdot [CO]^b \cdot [H_2O]^c$$

Il valore del potere calorifico per la reazione del CO è pari a 10100 kJ/kg (Huai *et al*, 2008). Le costanti sopra elencate sono riportate nella Tabella 6.4.

Tabella 6.4: Costanti cinetiche utilizzate per la combustione del CO

Costante	Valore
A [1/s]	$1,3 \cdot 10^{11}$
E/R [K]	15105
a	0,5
b	1
c	0,5

6.3 *Flussi di materia*

Si fornirà in questo paragrafo, una breve descrizione di tutti i termini di scambio di materia tra i diversi comparti all'interno di un volume di controllo elementare e dei flussi di massa tra elementi di volume adiacenti. Si considererà un generico volume elementare all'interno del tamburo rotante e si ipotizzeranno i valori della velocità di reazione per ciascuno dei sei processi elementari, precedentemente elencati, scelti per schematizzare la combustione. Ovviamente tali velocità, saranno delle velocità teoriche o comunque potenziali, determinate sostanzialmente dalle condizioni di temperatura ed andranno inoltre limitate superiormente in base alla materia effettivamente presente all'interno del volume e disponibile per la trasformazione; così operando si otterranno delle velocità effettive di trasformazione espresse in kg/s.

Una volta effettuato questo primo passo tutte le stechiometrie delle reazioni di combustione globali sono state risolte utilizzando i pesi molecolari delle diverse specie gassose presenti; così facendo è stato quindi possibile riuscire a valutare la quantità in peso di ossigeno consumato, nonché quella dei prodotti di reazione che si sono trasformati a partire dalla trasformazione di un'unità di massa di combustibile. Note quindi le caratteristiche della frazione combustibile del rifiuto si considerano i valori dei coefficienti dimensionali riportati nella Tabella 6.5.

Nella Figura 6.5 si riporta invece una rappresentazione schematica dei flussi di massa interessanti il generico volume di controllo, i simboli che presentano un segno meno stanno ad indicare una quantità di materia che scompare dando origine alla formazione di sottoprodotti.

Tabella 6.5: Coefficienti stechiometrici espressi in termini di massa

Simbolo	Descrizione
α	Kg di CO prodotta nella combustione di 1 kg di CHAR
β	Kg di H ₂ O prodotta nella combustione di 1 kg di CHAR
γ	Kg di N ₂ prodotta nella combustione di 1 kg di CHAR
δ	Kg di SO ₂ prodotta nella combustione di 1 kg di CHAR
ε	Kg di CO ₂ prodotta nella combustione di 1 kg di sostanze volatili
η	Kg di H ₂ O prodotta nella combustione di 1 kg di sostanze volatili
λ	Kg di N ₂ prodotta nella combustione di 1 kg di sostanze volatili
μ	Kg di SO ₂ prodotta nella combustione di 1 kg di sostanze volatili
ψ	Kg di CO ₂ prodotta nella combustione di 1 kg di CO
σ	Kg di O ₂ consumato dalla combustione di 1 kg di CHAR
τ	Kg di O ₂ consumato dalla combustione di 1 kg di sostanze volatili
ω	Kg di O ₂ consumato dalla combustione di 1 kg di CO

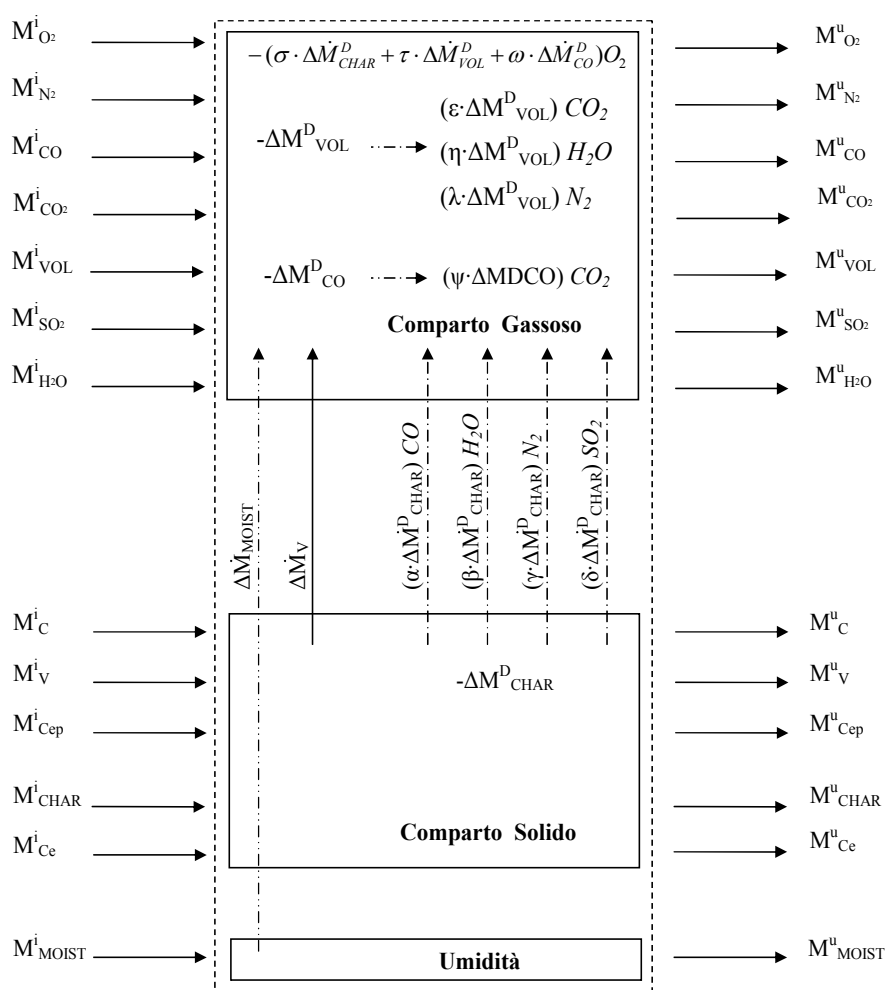


Figura 6.5: Flussi di materia

6.4 Meccanismi di trasmissione del calore

In questo paragrafo saranno descritti tutti i meccanismi di trasmissione del calore che avvengono all'interno del forno. Gli scambi di calore presi in considerazione sono quelli che interessano la trasmissione del calore verso l'esterno della camera di combustione, gli scambi per convezione tra i diversi compartimenti dello stesso volume e infine si descriveranno in maniera approfondita gli scambi di calore per irraggiamento che avvengono tra i diversi compartimenti dello stesso volume e tra i gli stessi compartimenti dei diversi volumi costituenti la camera di combustione. Come accennato in precedenza questi scambi fanno sì che il rifiuto appena immesso nella camera di combustione tenda subito a subire un innalzamento repentino di temperatura a causa della presenza dei volumi successivi a temperature più elevate e quindi a mantenere l'equilibrio di temperature presente nel forno; per questi motivi sono stato oggetto di uno studio e di una modellazione molto approfondita e dettagliata e quindi saranno descritti più approfonditamente nei successivi paragrafi per permettere una migliore comprensione di tali fenomeni.

6.4.1 Dispersioni termiche

Data la notevole differenza di temperature tra l'ambiente esterno ed interno al forno è necessario calcolare il flusso termico di dispersione trasmesso per conduzione attraverso le pareti della camera di combustione ed gli strati di materiale refrattario ed isolante. Tali materiali vanno a rivestire internamente le pareti del tamburo rotante e per convezione ed irraggiamento vi è la trasmissione di calore tra la parete esterna del tamburo e l'aria dell'ambiente esterno.

Il flusso radiale attraverso una superficie costituita da due cilindri coassiali aventi conducibilità termica k_1 e k_2 , raggio interno r_1 , raggio tra i due materiali r_2 raggio esterno r_3 e lunghezza L è espressa quindi dalla seguente equazione (Cengel, 2005, Boateng, 2008):

$$[\text{Eq. 6.34}] \quad \dot{Q}_{DISP} = \frac{T_{int} - T_{est}}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_1 L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_2 L} + \frac{1}{2\pi r_3 L h_{est}}}$$

Per la temperatura dell'ambiente esterno T_{est} si assume un valore $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ e h_{est} è la conduttanza unitaria sulla parete esterna per la quale si assume il valore di letteratura pari a $18\text{ W/m}^2\text{K}$.

Per quanto riguarda la resistenza termica dovuta alla conduttanza sulla parete interna del cilindro, l'esperienza dettata dall'analisi di situazioni simili stabilisce che essa può essere trascurata ed assumere, quindi, la coincidenza tra la temperatura su questa parete e quella dei gas o del solido all'interno. La dispersione termica totale sarà, in ciascun volume di controllo ΔV , scomponibile in due contributi $Q_{P,S}$ e $Q_{P,G}$ rappresentanti i flussi termici sottratti rispettivamente alla fase solida e a quella gassosa; partendo quindi dal grado di riempimento del solido e con le modalità già descritte, il modello calcola $C_{G\%}$ e $C_{S\%}$ ovvero la percentuale di superficie a contatto con la fase gassosa e con quella solida rispettivamente e valuta $Q_{P,S}$ e $Q_{P,G}$ secondo le seguenti espressioni (Cengel, 2005):

$$[\text{Eq. 6.35}] \quad \dot{Q}_{P,G} = \frac{T_G - T_{est}}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \cdot k_{us}(T_G) \cdot \Delta x} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi \cdot k_{is}(T_G) \cdot \Delta x} + \frac{1}{2\pi r_3 \Delta x h_{est}}} \cdot C_{G\%}$$

$$[\text{Eq. 6.36}] \quad \dot{Q}_{P,S} = \frac{T_S - T_{est}}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \cdot k_{us}(T_S) \cdot \Delta x} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi \cdot k_{is}(T_S) \cdot \Delta x} + \frac{1}{2\pi r_3 \Delta x h_{est}}} \cdot C_{S\%}$$

I valori della conducibilità termica dei materiali del rivestimento dipendono dalla temperatura secondo le leggi già descritte precedentemente.

6.4.2 Convezione

All'interno del tamburo rotante la corrente gassosa lambisce la superficie della massa solida e tra le due fasi avviene uno scambio di potenza termica valutabile con un'espressione del tipo (Cengel, 2005, Boateng, 2008):

$$[\text{Eq. 6.37}] \quad \dot{Q}_{CONV} = -h \cdot S \cdot (T_G - T_S)$$

E' stato già osservato a proposito della superficie di reazione per la combustione del char che, diversamente da quanto avviene nei forni a griglia, nei quali l'aria comburente attraversa la massa solida provenendo da sotto la griglia stessa, in un forno rotante la superficie di scambio S tra solido e gas non è data dalla somma delle superfici delle particelle che idealmente schematizzano il rifiuto solido, ma è costituita dalla superficie di contatto che nella sezione del tamburo è rappresentata dalla corda di circonferenza che separa la parte di sezione occupata dal solido da quella occupata dal gas (**Figura 6.4**); questa superficie di contatto, la cui forma dipenderà invece dall'angolo di attrito del rifiuto, viene, per approssimazione, considerata piatta.

Questa approssimazione risulta trascurabile rispetto a quelle compiute ad esempio per lo stesso grado di riempimento del solido e dovute all'incertezza nella valutazione della variazione di dimensioni e di densità di rifiuto al procedere della combustione. Il coefficiente di scambio termico per convezione h può essere ricavato dalla formula:

$$[Eq. 6.38] \quad h = \frac{Nu \cdot k_f}{L}$$

nella quale k_f è la conducibilità del fluido, assunta pari a quella dell'aria alla temperatura T_G e determinabile sulla base dell'espressione polinomiale determinata precedentemente, ed L , lunghezza caratteristica, nel caso dell'elemento di tamburo di spessore Δx , è considerata pari alla dimensione maggiore della superficie di contatto ovvero alla lunghezza della corda C di separazione solido-gas. Il numero di *Nusselt* (Nu) è invece, secondo dati presenti in letteratura, ricavabile dalla seguente espressione:

$$[Eq. 6.39] \quad Nu = 2 + 1.1 Re^{0.6} Pr^{1/3}$$

Dove Re è il numero di *Reynolds* e Pr è il numero di *Prandtl*; nella prima fase di sviluppo del modello di simulazione per poter avere un miglior controllo delle fasi di calcolo e restringere il numero di variabili di cui tenere conto si è deciso di adottare per il coefficiente di scambio termico per conduzione un valore di prima approssimazione pari a $100 \text{ W/m}^2\text{K}$.

6.4.3 Irraggiamento

La trasmissione di calore per irraggiamento, a differenza della conduzione e convezione, non richiede la presenza di un mezzo materiale per aver luogo ma può avvenire anche nel vuoto. Tale fenomeno quindi si ha ogni volta che due o più corpi, aventi temperature differenti, si trovano in presenza l'uno dell'altro separati da un mezzo che sia sufficientemente trasparente, come lo spazio vuoto od un aeriforme. Anche il mezzo naturalmente, a meno che non si tratti dello spazio vuoto, prende parte attiva allo scambio, in quanto anch'esso emette ed assorbe energia radiante. Il fenomeno dell'irraggiamento può essere paragonato a ciò che accade nella propagazione di onde acustiche ma, a differenza di queste ultime, le onde elettromagnetiche, responsabili dell'irraggiamento termico, non necessitano di alcun mezzo per la propagazione.

Caratteristica fondamentale dell'irraggiamento è la totale indipendenza da un particolare ambiente che può comunque influenzare lo stato dei corpi. Per far sì che un corpo possa risentire l'effetto della trasmissione di calore per irraggiamento dell'altro, occorre che siano situati entrambi a debita distanza.

Considerando come esempio i due corpi in Figura 6.6 ognuno di essi emette energia sottoforma di onde elettromagnetiche; il corpo 2 emette dell'energia che in parte colpisce il corpo 1 il quale a sua volta la assorbe, e viceversa; si viene così a creare un vero scambio netto di calore, tra un corpo e l'altro, che è rappresentato dalla differenza di energia assorbita dal corpo 1 e dal corpo 2.

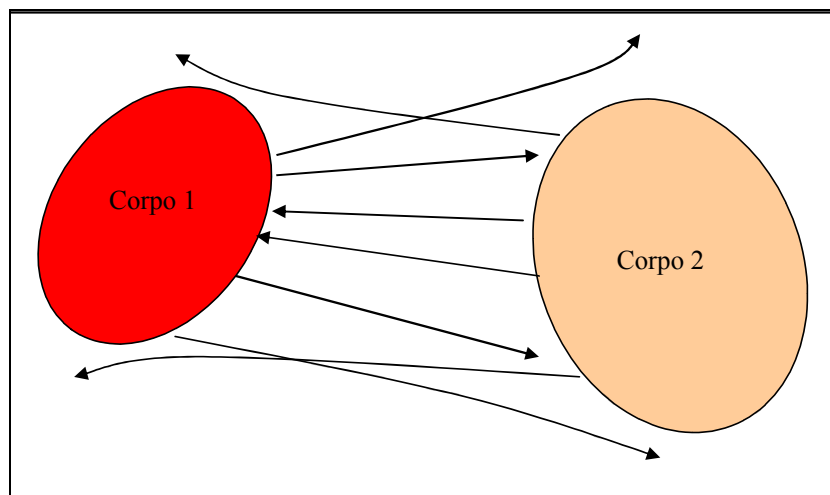


Figura 6.6: Irraggiamento tra due corpi situati a debita distanza

Il comportamento dei corpi nei confronti della energia radiante è diverso a seconda che il corpo si trovi allo stato aeriforme o allo stato condensato. Nel primo caso viene emesso uno spettro di righe costituito da un numero discreto di lunghezze d'onda, e dello stesso tipo è lo spettro di assorbimento, i corpi condensati hanno invece di regola uno spettro di emissione di tipo continuo.

Vi sono due tipologie differenti di modalità di eccitazione; occorre distinguere il caso dell'eccitazione per temperatura, ove le caratteristiche per l'irraggiamento dipendono esclusivamente dalla natura del corpo emittente e dalla sua temperatura, dal caso di eccitazione per luminescenza, nel quale invece assumono importanza la particolare forma di energia eccitatrice e le modalità con cui viene comunicata all'emittitore.

La trasmissione di calore per irraggiamento risulta essere molto più veloce, di quella relativa alla conduzione e convezione, in quanto avviene alla velocità della luce (che verrà indicata con la lettera c) e non subisce alcuna attenuazione nel vuoto e si può verificare anche nei solidi, liquidi e gas. Analizzando più nel dettaglio le caratteristiche di trasmissione dovute alle onde elettromagnetiche, queste, effettuano un trasporto di energia dovuto all'oscillazione del campo elettrico E e del campo magnetico B .

La propagazione dell'onda derivante è rettilinea ed avviene lungo l'asse x come mostrato in Figura 6.7; l'oscillazione del vettore E avviene in modo ortogonale alla direzione dell'onda, ed il vettore di induzione magnetica B è a sua volta ortogonale al vettore campo elettrico, cioè i due campi si collocano su piani ortogonali.

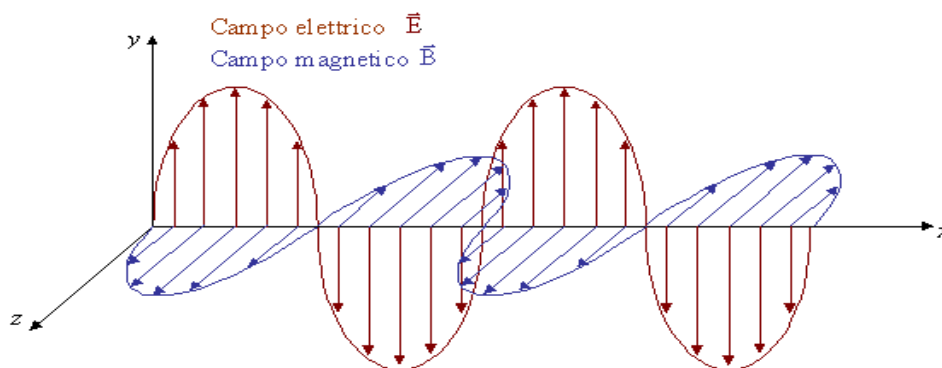


Figura 6.7: Rappresentazione vettoriale dell'onda elettromagnetica lungo l'asse x.

La condizione di massimo trasporto di energia si verifica quando l'oscillazione del campo magnetico e di quello elettrico sono in fase, quando si ha cioè quella che viene

definita polarizzazione rettilinea. Per tale motivo anche tramite onde elettromagnetiche si può sviluppare il fenomeno di onde stazionarie, cioè è possibile avere un campo di valore elevato che non trasporta energia. La lunghezza d'onda e la frequenza delle onde sono legate dalla seguente relazione:

$$[\text{Eq. 6.40}] \quad \lambda = \frac{c}{f}$$

dove λ è la lunghezza d'onda, f la frequenza (dipende solo dalla sorgente ed è indipendente dal mezzo attraverso cui l'onda si propaga) e c la velocità della luce nel mezzo considerato; in particolare nel vuoto raggiunge il suo valore massimo pari a:

$$[\text{Eq. 6.41}] \quad c_0 = 3 \times 10^8 \text{ [m/s]}$$

Negli altri mezzi invece tale velocità è pari a:

$$[\text{Eq. 6.42}] \quad v = \frac{c_0}{n}$$

dove n è una costante tipica del mezzo nel quale si propaga l'onda ed è detta indice di rifrazione assoluto del mezzo. Non esistono mezzi nei quali n sia minore di uno, cioè la luce nel vuoto si propaga con la massima velocità possibile. Come fu proposto da *Max Planck* nel 1900 la radiazione elettromagnetica può essere considerata come propagazione di un insieme di pacchetti discreti di energia detti fotoni o quanti ciascuno caratterizzato dalla frequenza f e dall'energia:

$$[\text{Eq. 6.43}] \quad e = h \times f = \frac{hc}{\lambda}$$

Dove h uguale a $6.625 \times 10^{-34} \text{ J*s}$ è la costante di *Planck*; essendo h e c costanti, l'energia di un fotone è inversamente proporzionale alla sua lunghezza d'onda e, quindi, la radiazione di più piccola lunghezza d'onda possiede fotoni di maggiore energia. Altra caratteristica delle onde elettromagnetiche risulta essere la loro suddivisione e conseguente classificazione in base alla loro lunghezza d'onda. Le varie lunghezze

d'onda che compongono lo spettro di emissione di un corpo dipendono dalla natura del corpo stesso, mentre l'intensità dell'energia alle varie lunghezze d'onda è in relazione a come le molecole vengono eccitate. Un solido caldo, ad esempio, emette tutte le lunghezze d'onda, formando uno spettro continuo il quale, a seconda della temperatura, può andare da un rosso debolmente visibile ad un bianco brillante. Una radiazione è invece detta monocromatica se porta energia solo ad una frequenza. Se si fa riferimento alla Figura 6.8 si può osservare che a diverse lunghezze d'onda corrispondono diverse famiglie di radiazioni.

Le onde che vengono emesse dai corpi ricadono in un ampio spettro di lunghezze d'onda che prende quasi tutti i campi di variabilità di λ tuttavia, limitando lo studio alla radiazione di energia radiante in funzione della temperatura, i campi di variabilità di possono essere ristretti (radiazioni termiche esistono da 10^{-1} a $10^3 \mu\text{m}$). Ad ogni scambio di energia è associato uno scambio di calore fra corpi a differenti temperature. Nel caso delle radiazioni in oggetto, lo spettro di emissione è quello indicato in Figura 6.8; all'interno di tale regione c'è un sottoinsieme più ristretto che è dato dalla radiazione solare e all'interno di questa c'è un'altra sottoregione che è quella della radiazione del visibile. Tra 10^{-1} e 0.38 si trova la parte dell'ultravioletto, tra 0.38 e 0.78 c'è la parte dell'infrarosso vicino e fino a $10^3 \mu\text{m}$ quella dell'infrarosso lontano.

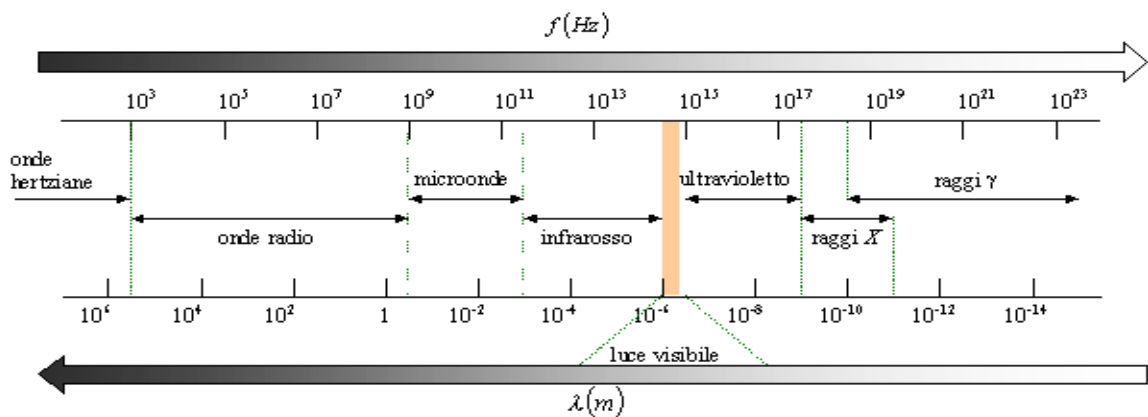


Figura 6.8: Spettro di radiazione

Per caratterizzare il comportamento di una sorgente di energia radiante non basta, in generale, conoscere la potenza globalmente irradiata, ma occorre inoltre conoscere come essa è distribuita fra le varie lunghezze d'onda e nelle diverse direzioni. Infatti i corpi hanno in generale proprietà selettive sia nei confronti dell'emissione che nei

confronti dell'assorbimento e del rinvio di energia radiante, nel senso che essi emettono, o assorbono e rinviano energia radiante in misura inversa per le varie lunghezze d'onda. Allo stesso modo, la distribuzione nelle varie direzioni di energia radiante irradiata da una sorgente, come pure la misura nella quale tale energia incide, viene assorbita o rinvia, o riesce ad attraversare un corpo, dipende di regola dalla direzione.

6.4.3.1 Comportamento dei corpi come emettitori di energia radiante

Per descrivere in modo sufficientemente completo una sorgente di energia radiante occorre in primo luogo conoscere il valore di una grandezza atta a caratterizzare globalmente l'emissione quale che sia la sua distribuzione in funzione della lunghezza d'onda e della direzione. Tale grandezza è l'emittanza globale (o potere emissivo), definita come l'energia radiante emessa per unità di tempo e superficie da un corpo. Essa ha pertanto l'unità di misura di una potenza per unità di area e viene espressa in W/m^2 .

Oltre all'emittanza globale, occorre considerare un'altra grandezza che caratterizzi la distribuzione dell'energia radiante emessa fra le varie lunghezze d'onda. Per tale motivo introduce l'emittanza monocromatica ε (o potere emissivo monocromatico), definita come, la potenza radiante emessa dal corpo alla temperatura assoluta T per unità di area superficiale e per unità di lunghezza d'onda nell'intorno della lunghezza d'onda λ .

Anche il potere emissivo monocromatico è funzione crescente della temperatura assoluta del corpo emettente. Riportando in formula quanto appena detto a parole, l'emittanza monocromatica è data dal rapporto tra quella parte dJ della emittanza globale emessa in un certo intervallo di lunghezze d'onda ($[\lambda, \lambda + d\lambda]$) e l'ampiezza $d\lambda$ dell'intervallo stesso:

$$[\text{Eq. 6.44}] \quad \varepsilon = \frac{dJ}{d\lambda}$$

Sia J che ε sono funzioni della natura del corpo. In particolare ε risulta anche funzione della lunghezza d'onda e della temperatura, mentre J è funzione solo della temperatura:

[Eq. 6.45] $\varepsilon = f(\lambda, T)$

[Eq. 6.46] $J = f(T)$

Riassumendo, e ricordando che ε rappresenta l'emittanza ad una certa lunghezza d'onda si ha la situazione seguente:

[Eq. 6.47]
$$\begin{cases} J = f(T) & J = [W/m^2] \\ \varepsilon = f(\lambda, T) & \varepsilon = [W/m^3] \end{cases}$$

La funzione $\varepsilon = f(\lambda, T)$ può essere rappresentata mediante un diagramma di emissione, il quale, per un corpo condensato, ad esempio, assume la forma illustrata nella seguente Figura 6.9:

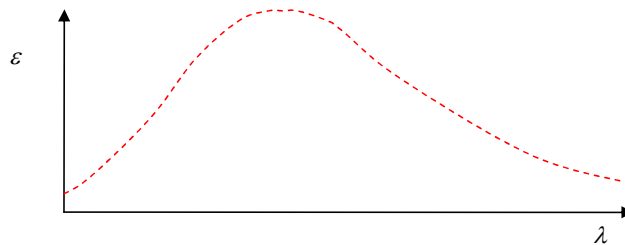


Figura 6.9: Diagramma di emissione di un corpo condensato che emette per temperatura

Dalle stesse definizioni sussiste la seguente relazione tra ε e J :

[Eq. 6.48]
$$J = \int_0^{\infty} \varepsilon(T, \lambda) d\lambda = f(T)$$

il valore di J è misurato graficamente dall'area sottesa alla curva nel diagramma di emissione. Per completare la descrizione dei corpi come emettenti, occorre considerare le grandezze atte a caratterizzare la distribuzione spaziale della radiazione.

- Emittanza angolare J_α definita come il rapporto tra la potenza radiante emessa dall'unità di area entro un angolo solido $d\Omega$ (intorno ad una direzione) e l'angolo $d\Omega$ stesso:

[Eq. 6.49]
$$J = \int_0^{2\pi} J_\alpha d\Omega \Leftrightarrow J_\alpha = \frac{dJ}{d\Omega}$$

- Emittanza monocromatica angolare ε_α , definita come il rapporto tra la potenza radiante emessa dall'unità di area in un intervallo $d\lambda$ e un angolo solido $d\Omega$ (intorno alla direzione α) e l'angolo solido $d\Omega$. Si ha pertanto:

[Eq. 6.50]
$$\varepsilon = \int_0^{2\pi} \varepsilon_\alpha d\Omega = \frac{\varepsilon_\alpha}{d\Omega}$$

E' sovente lecito ammettere che la distribuzione della radiazione nello spazio segua la legge del coseno, o legge di Lambert, secondo la quale l'emittanza angolare J_α nella direzione corrispondente all'angolo α rispetto alla normale alla superficie emittente è legata alla emittanza angolare J_0 nella suddetta direzione normale ($\alpha=0$) dalla relazione:

[Eq. 6.51]
$$J_\alpha = J_0 \cos \alpha$$

Partendo dalla stessa ipotesi, si trova una relazione analoga che sussiste fra l'emittanza monocromatica angolare ε_α relativa alla direzione α e quella ε_0 relativa alla normale alla superficie emittente:

[Eq. 6.52]
$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_0 \cos \alpha$$

In Figura 6.10 è rappresentato il diagramma di radiazione corrispondente:

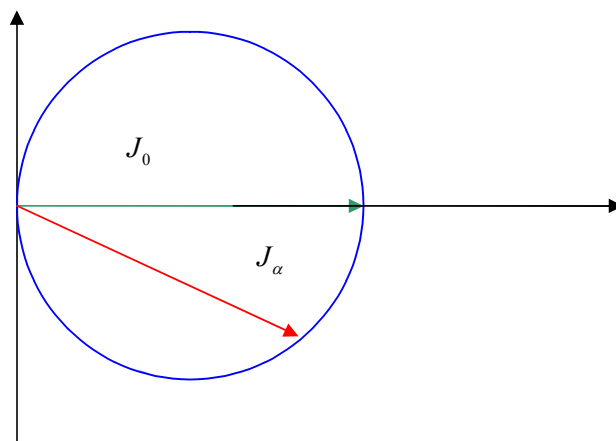


Figura 6.10: Diagramma di emissione corrispondente alla legge del coseno

In tal caso la radiazione si dice perfettamente diffusa. Per essa sussiste una semplice relazione fra l'emittanza globale J e l'emittanza angolare J_0 in direzione normale alla superficie emittente. Per arrivare a scrivere tale equazione bisogna considerare la sostituzione dell'eq. 6-51 nell'eq. 6-49 ed osservare che l'angolo solido elementare è esprimibile come segue:

$$[Eq. 6.53] \quad d\Omega = 2\pi \sin \alpha d\alpha$$

Si ottiene quindi la relazione seguente:

$$[Eq. 6.54] \quad J = \int_0^{2\pi} J_\alpha d\Omega = \int_0^{\pi/2} J_0 \cos \alpha 2\pi \sin \alpha d\alpha = J_0 2\pi \int_0^{\pi/2} \sin \alpha d(\sin \alpha) = J_0 2\pi \left(\frac{\sin^2 \pi/2}{2} \right) = J_0 \pi$$

$$J_0 = \frac{J}{\pi}$$

6.4.3.2 Comportamento dei corpi come ricevitori di energia radiante

Quando un fascio di energia radiante incide su un corpo, con una certa lunghezza d'onda, accade che una parte di energia viene da esso rinvia per riflessione nel semispazio da cui proviene, una parte viene assorbita e una terza riesce, eventualmente, ad attraversare il corpo, qualora questo abbia caratteristiche tali da risultare parzialmente trasparente, fino ad uscire da esso dalla parte opposta rispetto a quella da cui è entrata. Si definiscono pertanto (Cengel, 2005):

- Coefficiente di rinvio r , dato dal rapporto tra l'energia rinvia e quella totalmente incidente:

$$r = \frac{\text{energia_rinvia}}{\text{energia_incidente}}$$

- Coefficiente di assorbimento a , dato dal rapporto tra l'energia assorbita e quella totalmente incidente:

$$a = \frac{\text{energia_assorbita}}{\text{energia_incidente}}$$

- Coefficiente di trasmissione t , dato dal rapporto tra l'energia uscente e quella totalmente incidente:

$$t = \frac{\text{energia_uscente}}{\text{energia_incidente}}$$

Come si nota tutti questi coefficienti sono adimensionali e per definizione la loro somma deve dare un risultato unitario. I coefficienti r, t ed a sono, come nel caso della ϵ delle sorgenti, funzioni della natura del corpo attraversato, della lunghezza d'onda della radiazione incidente sul corpo, e della temperatura del corpo stesso:

[Eq. 6.55]
$$(r, a, t) = f(\lambda, T)$$

Essi peraltro dipendono ancora dalla direzione di incidenza della radiazione, nonché dallo strato di superficie del corpo, se esso è sufficientemente limitato da far risultare il corpo parzialmente trasparente. La radiazione incidente generalmente è la somma di tante radiazioni a lunghezze d'onda diverse. La luce bianca è combinazione di tutte le radiazioni a lunghezze d'onda che spazzano il campo del visibile. Quando essa colpisce un foglio di carta bianca, parte di queste radiazioni vengono riflesse dal corpo stesso e quindi appare bianco. I colori che risultanti sono quelle riflessi dal corpo, il quale può comportarsi selettivamente assorbendo alcune radiazioni e respingendone altre. Lo stesso comportamento selettivo è caratteristico di corpi che assorbono o emettono radiazioni che non si possono percepire. Un corpo può definirsi opaco quando il suo coefficiente di trasmissione risulta essere nullo ($t=0$). Un corpo di questo genere risulta quindi completamente trasparente all'energia radiante che gli arriva (Cengel, 2005):

[Eq. 6.56]
$$r + a = 1$$

E' opportuno rilevare che il fatto che un corpo si comporti come opaco (o parzialmente trasparente per l'energia radiante) dipende, oltre che dalla natura del materiale e dalla lunghezza d'onda, anche dallo spessore che deve essere attraversato. Infatti l'assorbimento di energia radiante segue una legge esponenziale di tipo:

[Eq. 6.57]
$$W(x) = W(0)e^{-\alpha x}$$

dove x è lo spessore dello strato attraversato, $W(x)$ è la stessa potenza dopo l'attraversamento dello strato, α è la costante di assorbimento che ha la dimensione dell'inverso di una lunghezza; ne segue che un materiale che risulta ordinariamente opaco può divenire parzialmente trasparente qualora il suo spessore divenga particolarmente sottile. Più elevato è il valore di α più piccolo è lo spessore sufficiente a che il corpo si comporti come opaco.

Anche la riflessione, come l'emissione, può avvenire secondo una direzione preferenziale (nel qual caso essa è di tipo speculare, e segue le leggi dell'ottica geometrica), ovvero può essere di tipo diffuso. La riflessione è perfettamente diffusa se avviene secondo la legge di Lambert. Poiché la trasmissione del calore per irraggiamento è il risultato di un bilancio tra energia emessa ed energia assorbita dai corpi interessati, occorre conoscere il comportamento dei corpi sia nei riguardi dell'emissione come dell'assorbimento. I due comportamenti dei corpi come emettitori e come ricevitori sono strettamente legati. Infatti è stato possibile dedurre le proprietà di un corpo (opaco) nei riguardo dell'assorbimento da quelle relative all'emissione, e viceversa. Considerando perciò l'energia che emette un corpo i ad una certa lunghezza d'onda λ e ad una temperatura T , e quanta energia assorbe lo stesso corpo i nelle stesse condizioni si constaterà che le due grandezza ε_i ed a_i sono strettamente correlate (se il corpo i assorbe in un certo tempo la quantità di energia a_i nello stesso tempo ne emette ε_i) (Leckner, 1972).

Considerando quindi $\varepsilon_i(\lambda, T)$ ed $a_i(\lambda, T)$ ed il loro rapporto ε_i/a_i ; un altro corpo "j" alle stesse λ e T , emette ed assorbe in generale in modo diverso dal corpo "i", tuttavia, fissata λ e T , si riscontra sperimentalmente che, pur essendo $\varepsilon_i \neq \varepsilon_j$ e $a_i \neq a_j$, il loro rapporto non cambia mai al variare del corpo rappresentando una funzione universale:

$$[\text{Eq. 6.58}] \quad \frac{\varepsilon_i(\lambda, T)}{a_i(\lambda, T)} = \frac{\varepsilon_j(\lambda, T)}{a_j(\lambda, T)} = \frac{\varepsilon(\lambda, T)}{a(\lambda, T)} = \varepsilon_0$$

questo è ciò che afferma il principio di *Kirchhoff* di seguito citato: *il rapporto tra l'emittanza monocromatica ed il coefficiente di assorbimento di uno stesso corpo è indipendente dalla natura del corpo stesso, ed è pertanto una funzione universale della lunghezza d'onda e della temperatura.*

I corpi quindi emettono ed assorbono in modo che tale rapporto sia costante, comunque preso il corpo ad una data lunghezza d'onda ed ad una data temperatura le funzioni $\varepsilon(\lambda, T)$ ed $a(\lambda, T)$ assumono una forma legata alla sola natura del corpo che si considera, mentre la funzione $\varepsilon_0(\lambda, T)$ rappresenta la suddetta funzione universale delle sole variabili λ e T .

La ε_0 può essere interpretata come l'emittanza monocromatica di un corpo avente per tutte le lunghezze d'onda ed a tutte le temperature un coefficiente di assorbimento unitario. Un corpo siffatto prende il nome di corpo nero poiché assorbe interamente l'energia radiante incidente. Il corpo nero oltre ad assorbire completamente la radiazione, è quello che ne emette più di tutti a parità di λ e T , perché l'emissività non può essere maggiore di 1.

6.4.3.3 Leggi di emissione del corpo nero

Come detto, qualsiasi corpo solido o liquido che si trovi ad una temperatura T emette radiazioni elettromagnetiche; lo spettro di emissione appare continuo e si osserva che al crescere della temperatura, aumenta la potenza emessa e diminuisce il valor medio delle lunghezze d'onda contenute nello spettro di emissione ovvero, cresce il valore delle frequenze. Ad una certa temperatura T le caratteristiche generali dello spettro di radiazioni elettromagnetiche emesse da un corpo non dipendono fortemente dalla natura dello stesso, ma piuttosto dalla proprietà che il corpo ha nel riflettere od assorbire, e quindi riemettere, le radiazioni elettromagnetiche che lo colpiscono. Per ricavare le leggi che descrivono l'emissione termica dei corpi solidi e liquidi ci si riferisce ad un corpo ideale, chiamato corpo nero, che ha la proprietà di assorbire completamente qualsiasi radiazione che lo colpisca; alternativamente si può dire che il corpo nero è un corpo che non riflette la radiazione elettromagnetica che lo colpisce (Boateng, 2008).

Per introdurre le leggi di emissione di un corpo nero può essere utile considerare una sfera di metallo semitrasparente il cui interno sia rivestito di superfici assorbenti (Figura 6.11). Si è potuto osservare sperimentalmente che il 90% dell'energia incidente viene assorbita dalle superfici e quindi ne viene trasmessa solo il 10%. In queste condizioni si

può dire, con buona approssimazione, che tale corpo si comporta come un corpo nero (Boateng, 2008).

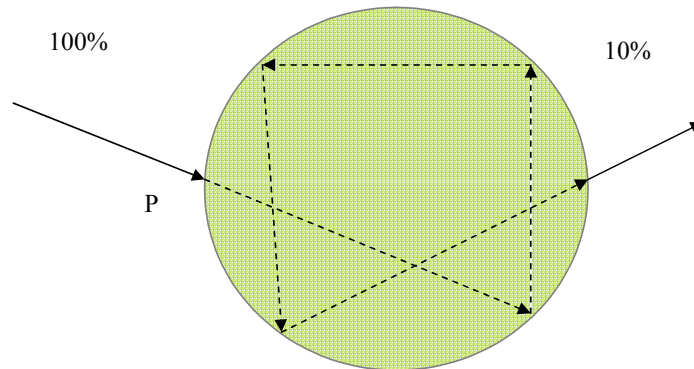


Figura 6.11: Sfera metallica opaca

Tale comportamento come emettitore di energia radiante è caratterizzato dalla legge di *Planck* che esprime la sua emittanza monocromatica in funzione della lunghezza d'onda e della temperatura:

[Eq. 6.59]
$$q_{2 \rightarrow 1} \varepsilon_0 = \varepsilon_0(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5 (e^{C_2/\lambda T} - 1)}$$

Dove: $C_1 = 3.7418 * 10^{-16} [Wm^2]$
 $C_2 = 1.4388 * 10^{-2} [mk]$

Fissando un diagramma di emissione di un corpo nero, come quello in Figura 6.12, il quale emette per temperatura, è possibile calcolare anche l'emittanza globale del corpo nero:

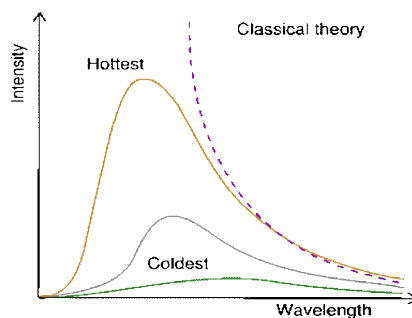


Figura 6.12: Andamento delle curve di *Planck* per il corpo nero

[Eq. 6.60]
$$J_0 = \int_0^{\infty} \varepsilon_0(\lambda, T) d\lambda$$

Dalla relazione che esprime la legge di *Planck* possono esserne dedotte altre due che mettono in evidenza due proprietà importanti del corpo nero; integrando la funzione $J_0 = f(\lambda, T)$ in tutto il campo delle lunghezze d'onda si ottiene il potere emissivo integrale del corpo nero (legge di *Stefan-Boltzmann*); tale integrale risulta:

[Eq. 6.61]
$$J_0 = \int_0^{\infty} \varepsilon_0(\lambda, T) d\lambda = \sigma_0 T$$

La legge di *Wien*, o legge dello spostamento, fornisce il valore della lunghezza d'onda λ_m per la quale è massima l'emittanza monocromatica.

[Eq. 6.62]
$$\lambda_{\max} = \frac{A}{T}$$

Dove T è la temperatura del corpo nero espressa in Kelvin, λ_{\max} è la lunghezza d'onda, espressa in metri, del picco massimo di energia, mentre, A è una costante di proporzionalità chiamata costante dello spostamento di *Wien*, il cui valore è pari a $2,898 \times 10^{-3}$ mK, in pratica, più caldo è un oggetto, più corta è la lunghezza d'onda a cui emetterà radiazione.

Attraverso queste tre leggi è possibile caratterizzare la radiazione emittente di un corpo nero. Se si effettua un'analisi della relazione che esprime il principio di *Kirchhoff*, si scopre che:

- Il corpo nero è quello che, a parità di temperatura, emette in maggior quantità tutte le radiazioni, qualunque sia la loro lunghezza d'onda;
- L'emittanza monocromatica di un corpo qualunque (non nero) può essere dedotta da quella del corpo nero, purché sia nota la funzione che esprime il coefficiente di assorbimento del corpo che si considera, o viceversa, il coefficiente di assorbimento di un dato corpo può essere dedotto dalla sua emittanza monocromatica e da quella del corpo nero.

Dalle leggi del corpo nero si deduce che quando aumenta la temperatura del corpo emittente:

- Aumenta la potenza radiante globalmente emessa (legge di *Stefan*);
- La potenza emessa aumenta, oltre che globalmente, anche per ogni singola lunghezza d'onda (legge di *Planck*) cosicché il diagramma di emissione si sposta interamente verso valori più elevati;
- La posizione del massimo si sposta verso valori più piccoli della lunghezza d'onda (legge di *Wien*) per cui risultano proporzionalmente più incrementate le radiazioni di lunghezza d'onda minore.

Le stesse osservazioni e lo stesso andamento generale dei diagrammi di emissione restano qualitativamente uguali per tutti i casi di emissione per temperatura da parte di corpi condensati, anche se non neri. Per corpi non neri si è soliti definire l'emissività spettrale il rapporto dimensionale:

$$[\text{Eq. 6.63}] \quad \eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}$$

che rappresenta il rapporto tra l'energia emessa dal corpo e l'energia che emetterebbe il corpo nero a quella temperatura ed a quella lunghezza d'onda. Se si utilizza anche il principio di *Kirchhoff*, si osserva subito che η è uguale ad a . Tuttavia, da un punto di vista concettuale, η assume un significato completamente diverso da quello che ha il coefficiente di assorbimento a . Perciò si dice che essi hanno lo stesso valore numerico, ma sono concettualmente differenti. Allo stesso modo, con i dovuti accorgimenti, si può definire anche una emissività globale come il rapporto:

$$[\text{Eq. 6.64}] \quad \eta^* = \frac{\int_0^{\infty} \eta(\lambda, T) \varepsilon_0 d\lambda}{\int_0^{\infty} \varepsilon_0 d\lambda} = \frac{J}{J_0}$$

fra l'emittanza globale del corpo J che si considera e quella J_0 del corpo nero. In generale il calcolo del valore della emissività richiede la conoscenza della funzione $\eta = a$ del corpo in questione.

6.4.3.4 Corpi grigi e corpi selettivi

Un corpo è selettivo quando si comporta in modo diverso a seconda della lunghezza d'onda della radiazione incidente, al variare della lunghezza d'onda variano i coefficienti di assorbimento, trasporto e riflessione. Particolare importanza hanno anche tutti quei corpi reali che possono essere assimilati con ottima precisione ai corpi cosiddetti grigi. Si definisce corpo grigio ideale un corpo avente il potere assorbente a indipendente da λ e dalla sua temperatura; i corpi grigi reali hanno invece a indipendente da λ e funzione solo della temperatura. Per tali corpi il coefficiente di assorbimento, pur essendo minore di 1, è peraltro indipendente dalla lunghezza d'onda. L'importanza dei corpi grigi discende dal fatto che per essi le leggi dell'emissione sono facilmente deducibili da quelle del corpo nero, alle quali risultano simili, e che d'altra parte a tale comportamento si avvicina sufficientemente quello di una importante classe di corpi, quelli non metallici. Da quanto si è detto finora, si deduce per i corpi grigi che:

- L'emissività spettrale $\eta(\lambda, T)$ è indipendente da λ e coincide numericamente con l'emissività globale η^* ;
- L'emittanza globale si ottiene da quella del corpo nero moltiplicandola per il fattore costante $\eta = a$;
- L'emittanza monocromatica è proporzionale a quella del corpo nero, secondo lo stesso fattore $\eta = a$;

La lunghezza d'onda di massima emissione è uguale a quella del corpo nero, a parità di temperatura (come si deduce dal principio di *Kirchhoff* per il caso a costante). Si ricorda inoltre che per il secondo principio della termodinamica il valore dell'emissività di un corpo deve coincidere con quello del suo potere assorbente, in accordo con la legge di *Kirchhoff*.

6.4.3.5 Scambi di calore per irraggiamento

La trasmissione del calore dovuta al fenomeno dell'irraggiamento presenta non poche difficoltà; si ricorre perciò ad alcune approssimazioni, la cui entità, deve essere nota con esattezza.

Una semplificazione essenziale che si introduce, e che presenta fondamenti sperimentali, è quella di prendere in considerazione i corpi che partecipano allo scambio di calore radiante come corpi grigi, almeno entro la banda di lunghezza d'onda cui competono i valori più elevati dell'emittanza monocromatica: la banda considerata è quella che ricade nel campo dell'infrarosso. Partendo dalla legge di *Wien* si deduce che solamente alla temperatura di 600K il massimo valore dell'emissione cade al centro dello spettro visibile (circa 55 μm). Sotto tali ipotesi, l'emittanza globale J può essere calcolata con la relazione analoga alla legge di *Stefan* per il corpo nero:

$$[Eq. 6.65] \quad J = \sigma T^4$$

dove la σ è una costante il cui valore, minore di quello corrispondente alla σ_0 del corpo nero, è dato dal prodotto dell'emissività globale η per la σ_0 del corpo nero:

$$[Eq. 6.66] \quad \sigma = \eta \sigma_0$$

Si ammette inoltre che la distribuzione dell'energia radiante emessa e l'andamento del coefficiente di assorbimento seguano la legge del coseno. Sotto tali ipotesi, il valore dell'emissività globale η coincide con quello del coefficiente di assorbimento a dello stesso corpo grigio per la radiazione diffusa a quella temperatura, e quindi l'espressione precedente può anche essere scritta nella forma:

$$[Eq. 6.67] \quad \sigma = a \sigma_0$$

e l'emittanza globale:

$$[Eq. 6.68] \quad J = \eta \sigma_0 T^4$$

Nel momento in cui si considerano i corpi grigi, la situazione risulta essere più complessa; il termine indicante l'emissività globale rimane utile per caratterizzare la capacità che il corpo ha di emettere energia radiante, rispetto ad un corpo nero avente stessa temperatura. L'Eq. 6-68 ha in questo caso un valore unicamente formale, in quanto, l'emissività globale $\eta = J/J_0$ non è una vera costante, ma dipende invece dalla

funzione $a(\lambda, T) = \eta_\lambda$, che descrive il coefficiente di assorbimento e l'emissività monocromatica in funzione della lunghezza d'onda e della temperatura.

Per individuare completamente il comportamento di un corpo non grigio occorre invece conoscere tale funzione (ed anche l'andamento di a in funzione della direzione, non essendo in generale rispettata la legge del coseno). Una caratteristica della trasmissione del calore per irraggiamento è la grandissima velocità alla quale viaggia l'energia radiante (velocità della luce nel mezzo); infatti per l'elevatissima velocità con cui la perturbazione si propaga, ogni variazione dei fattori che determinano il fenomeno, ed in particolare delle temperature dei corpi che ne prendono parte, si ripercuote istantaneamente sulla propagazione senza ritardo apprezzabile.

In altri termini, le variazioni delle temperature dei corpi che irradiano e assorbono energia sono sempre lente rispetto alla velocità di propagazione del mezzo interposto. Le leggi riguardanti l'emissione di energia radiante da parte dei corpi, ad esempio la legge di *Stefan* per i corpi neri e la sua estensione ai corpi grigi, consentono di calcolare senz'altro la potenza radiante emessa da un singolo corpo, potenza che risulterebbe interamente ceduta se il corpo fosse isolato (poiché l'energia radiante si trasmette anche nel vuoto, la suddetta condizione equivale a posizionare il corpo in un ambiente a 0 K), quando peraltro, come sempre avviene, il corpo si trova in presenza di altri corpi con temperature da esso diverse e non nulle, allora la situazione è più complessa. Infatti, ciascuno dei corpi presenti emette energia radiante in relazione alla sua temperatura, ma ne riceve al tempo stesso dai corpi circostanti, sia come energia radiante direttamente emessa da ciascuno di essi, sia come energia da essi rinviata e proveniente, in definitiva, da tutti i corpi presenti.

Il caso relativamente più semplice da studiare è quello nel quale il sistema di corpi considerato costituisce un sistema, per così dire, in sé chiuso, nel senso che la situazione geometrica è tale che l'energia emessa da ciascun corpo deve incidere interamente sui corpi del sistema, e quindi finisce per essere da essi integralmente assorbita (ciò si verifica quando uno dei due corpi è cavo, e racchiude al suo interno tutti gli altri, circondandoli interamente).

In generale però la situazione suddetta non è verificata, se ad esempio si devono determinare gli scambi di energia radiante tra due soli corpi emittenti aventi dimensioni limitate, posti uno in presenza dell'altro ad una certa distanza, è evidente che solo una

parte dell'energia emessa da uno dei due corpi andrà ad incidere sull'altro, o verrà eventualmente rinvia sul corpo che l'ha emessa; il resto andrà disperso, cioè uscirà dal sistema dei due corpi considerati. La frazione di energia effettivamente scambiata dipende, in queste condizioni, oltre che dalle proprietà fisiche dei due corpi e dalla loro reciproca posizione (distanza e orientamento) anche dalla presenza di altri corpi riflettenti.

6.4.3.6 Trasmissione del calore fra due corpi quando l'energia radiante incide per intero sugli stessi

Ipotesi sfruttata per la costruzione e l'applicazione del modello si basa proprio sul confronto tra la situazione dei corpi concentrici, la geometria e le condizioni dei vari comparti all'interno del volume di controllo. La tipica situazione nella quale l'energia radiante emessa incide per intero sui due corpi stessi si ha quando un corpo 1, interamente convesso, è stato situato all'interno di un secondo corpo 2 interamente concavo, che lo racchiude completamente (Figura 6.13). Per impostare il calcolo occorre fare delle considerazioni, quali (Boateng, 2008):

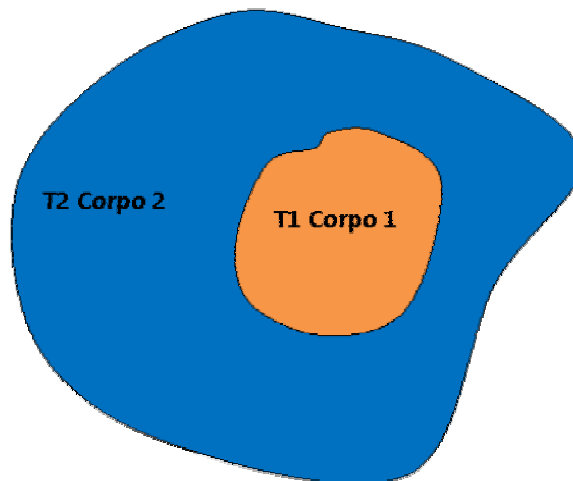


Figura 6.13: Corpo convesso e corpo concavo

- Si ammette che ciascuno dei corpi abbia in superficie proprietà uniformi, e si comporti come un corpo grigio alle temperature che interessano;
- Si ammette che l'emissione segua, per entrambi i corpi la legge del coseno;

- Si ammette che la forma delle due superfici sia abbastanza regolare, nel senso che manchino sporgenze e rientranze che formino cavità.

Si trova allora che in queste ipotesi la quantità di calore trasmessa per unità di tempo dal corpo 1 al corpo 2 è data dalla relazione:

$$[\text{Eq. 6.69}] \quad q_{1 \rightarrow 2} = \frac{Q}{\tau} = A_1 \sigma_0 \frac{T_1^4 - T_2^4}{\frac{1}{\eta_1} + \varphi \left(\frac{1}{\eta_2} - 1 \right)}$$

Nella quale $\varphi = A_1/A_2$ è il rapporto fra le aree dei due corpi emittenti e σ_0 è la costante di Stefan per il corpo nero. L'Eq. 6-69 si semplifica quando l'area A_1 è molto piccola rispetto all'area A_2 , così da poter assumere $\varphi \rightarrow 0$, oppure quando $\sigma_2 \approx \sigma_0$, cioè se il corpo si comporta sensibilmente come un corpo nero. In tal caso infatti essa diviene:

$$[\text{Eq. 6.70}] \quad q_{1 \rightarrow 2} = \eta_1 A_1 \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4)$$

cioè la quantità di calore trasmessa per unità di tempo dal corpo 1 al corpo 2 è semplicemente proporzionale all'area del corpo 1, alla differenza delle quarte potenza delle temperature dei due corpi e all'emissività $\eta_1 = a_1$ del primo corpo (grigio).

6.4.3.7 Trasmissione del calore fra due corpi grigi disposti in posizione arbitraria

Quando non è soddisfatta la condizione essenziale presupposta in precedenza, vale a dire quando non è lecito ammettere che tutta la potenza radiante emessa dai corpi che si considerano resti nell'ambito dei corpi stessi, occorre ovviamente modificare la schematizzazione del fenomeno. Si considerino, a titolo di esempio, due corpi grigi aventi forma, dimensioni e posizione reciproca, tali che solamente una parte della potenza emessa da ciascuno di essi vada ad incidere sull'altro corpo, o ritorni per riflessione sul corpo che l'ha emessa (Figura 6.14).

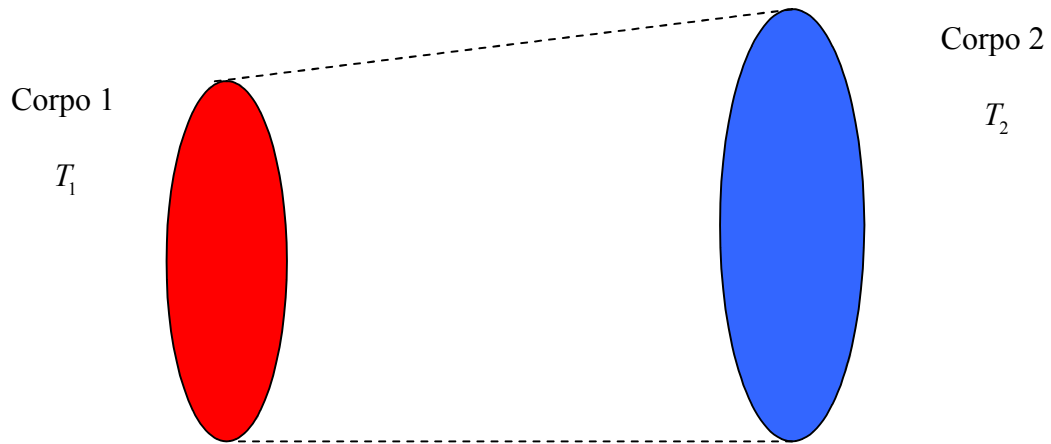


Figura 6.14: Corpi emittenti in posizione con vista reciproca parziale

Si può allora ragionare come segue: trattandosi di corpi grigi, la potenza emessa, ad esempio, dal corpo 1 è:

$$[Eq. 6.71] \quad W_1 = A_1 \sigma_1 T_1^4$$

Non tutta la potenza emessa dal corpo 1 riesce a raggiungere il corpo 2, la frazione di potenza che arriva al secondo corpo può essere scritta come:

$$[Eq. 6.72] \quad W = H_{1,2} \sigma_1 T_1^4$$

dove $H_{1,2}$ è un fattore di proporzionalità avente le dimensioni di una superficie, minore di A_1 ed è funzione inoltre delle dimensioni dei due corpi e della loro posizione reciproca. A sua volta il corpo due assorbirà solo in parte la potenza ricevuta dal corpo 1; precisamente ne assorbe una parte uguale, al prodotto di tale potenza per il coefficiente di assorbimento a_2 (Boateng, 2008):

$$[Eq. 6.73] \quad q_{1 \rightarrow 2} = a_2 H_{1,2} \sigma_1 T_1^4$$

mentre rinvia il resto:

$$[Eq. 6.74] \quad q_{2 \rightarrow 1} = a_1 H_{2,1} \sigma_2 T_2^4$$

Si ammetta ora, provvisoriamente, che le potenze rinviate dai due corpi non riescano più a tornare sui corpi stessi, ma vadano invece disperse verso l'ambiente esterno; come pure si esclude la presenza di altri oggetti parzialmente riflettenti che rinviino verso i due corpi che sono oggetto del nostro studio, dell'energia dispersa. In queste condizioni, la potenza termica trasmessa dal primo al secondo corpo è uguale alla differenza delle due potenze assorbite:

$$[\text{Eq. 6.75}] \quad \frac{Q}{\tau} = q_{1,2} = q_{1 \rightarrow 2} - q_{2 \rightarrow 1} = a_2 H_{1,2} \sigma_1 T_1^4 - a_1 H_{2,1} \sigma_2 T_2^4$$

Da questa ricordando l'Eq. 6-66 e che:

$$[\text{Eq. 6.76}] \quad \eta = a$$

si può scrivere anche:

$$[\text{Eq. 6.77}] \quad q_{1 \rightarrow 2} = \eta_2 \eta_1 H_{1,2} \sigma_0 T_1^4 - \eta_2 \eta_1 H_{2,1} \sigma_0 T_2^4 = \eta_2 \eta_1 \sigma_0 (H_{1,2} T_1^4 - H_{2,1} T_2^4)$$

Poiché la trasmissione di calore tra i due corpi deve annullarsi quando questi hanno uguali temperature (si vede immediatamente, ponendo $T_1=T_2$ nella precedente), in tali condizioni si scopre che:

$$[\text{Eq. 6.78}] \quad H_{1,2} = H_{2,1}$$

In realtà l'ipotesi appena fatta, cioè quella che le energie incidenti sui due corpi e da essi rinviate vadano interamente disperse senza ritornare, per successive riflessioni, sui corpi stessi, non è di solito soddisfatta; a rigore anzi essa è esattamente verificata solamente nel caso in cui entrambi i corpi siano neri e non esista nell'ambiente alcun altro corpo parzialmente riflettente. Se si rinuncia a questa ipotesi restrittiva che, come si è detto, è spesso non soddisfatta, occorre dover tener presente gli apporti derivanti dalle riflessioni successive; si deve infatti considerare, che una parte dell'energia rinvia vada dispersa nell'ambiente, anziché tornare ad incidere sui due corpi per i quali si vuole calcolare la trasmissione del calore:

[Eq. 6.79]
$$q_{1,2} = \phi \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4)$$

Poiché la H ha le dimensioni di una superficie ed è funzione, tra l'altro, delle superfici dei due corpi, è spesso conveniente mettere in evidenza una di tali superfici, ad esempio A_1 ponendo:

[Eq. 6.80]
$$H = F_{1,2} A_1$$

e quindi ottenendo (Boateng, 2008):

[Eq. 6.81]
$$q_{1,2} = \eta_1 \eta_2 A_1 \sigma_0 F_{1,2} (T_1^4 - T_2^4)$$

Il nuovo fattore $F_{1,2}$ è un numero puro che dipende ancora dalle variabili geometriche e dalle emissività globali dei due corpi; Parimenti se si fa riferimento all'area A_2 dell'altro corpo si ha:

[Eq. 6.82]
$$H = F_{2,1} A_2$$

e quindi il flusso:

[Eq. 6.83]
$$q_{1,2} = \eta_1 \eta_2 F_{2,1} A_2 (T_1^4 - T_2^4)$$

Appare chiaro quindi che sussiste la seguente legge di reciprocità:

[Eq. 6.84]
$$F_{1,2} A_1 = F_{2,1} A_2$$

Lo studio della trasmissione del calore tra due corpi grigi è così ricondotto al calcolo del fattore di vista $F_{1,2}$ (o $F_{2,1}$); che può parimenti, essere definito come la frazione di energia radiante emessa dal corpo 1 che va ad incidere sul corpo 2 ($F_{1,2}$), o viceversa ($F_{2,1}$). Nel caso di N superfici viste dal corpo i l'equazione diventa:

[Eq. 6.85]
$$\sum_{k=i}^N F_{i \rightarrow k} = 1$$

In generale la determinazione del fattore $F_{2,1}$ (o $F_{1,2}$) per via analitica è assai complessa, ed in pratica può essere effettuata solamente quando la geometria del sistema sia abbastanza semplice da consentirlo. Per sapere come un corpo 1 ed un corpo 2 scambino calore tra loro, si deve sapere l'emissione di entrambi, in quale direzione e quanta della radiazione emessa da 1 va ad incidere su 2. Per questo si introduce il fattore di vista (Leckner, 1972):

$$[Eq. 6.86] \quad F_{i \rightarrow j} = \frac{q_{i \rightarrow j}}{q_i} = \frac{\text{potenza_emessa_da_i_che_finisce_su_j}}{\text{potenza_emessa_da_i}}$$

Come si vede $F_{i,j}$ è un numero puro, (dimensionale), compreso tra 0 e 1. In generale non è vero che $F_{i,j}$ sia uguale a $F_{j,i}$. E' comunque possibile ricavare una espressione analitica per il coefficiente su menzionato considerando la situazione riportata nella Figura 6.15:

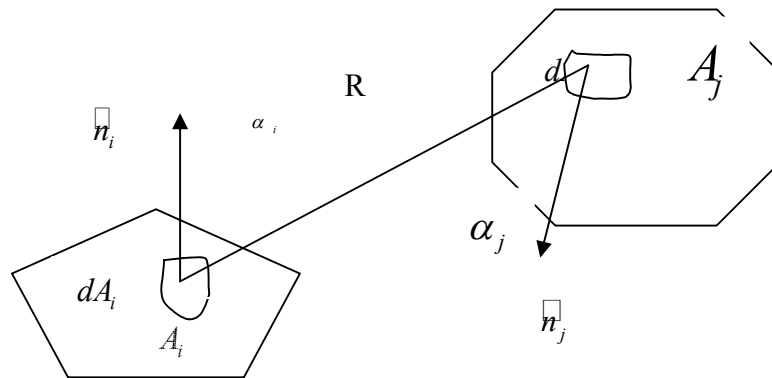


Figura 6.15: Disposizione corpi grigi

Per definire il fattore di vista tra le due superfici dA_i e dA_j si definisca la quantità di calore ceduta nell'unità di tempo dall'areola elementare dA_i di i a quella dA_j di j:

$$[Eq. 6.87] \quad dq_{dA_i-dA_j} = J_{\alpha_i} dA_i d\Omega_i$$

Infatti $J_{\alpha_i} dA_i$ rappresenta l'energia emessa dall'unità di area del corpo "i" nella direzione α del corpo "j" che va moltiplicata per l'angolo solido $d\Omega$ affinché diventi un'emittanza monocromatica; tale angolo solido può esprimersi come segue:

$$[\text{Eq. 6.88}] \quad d\Omega_i = \frac{dA_j \cos \alpha_j}{R^2}$$

Tale espressione rappresenta l'angolo solido sotto il quale l'areola dA_j è vista da dA_i , essendo $dA_j \cos \alpha_j$ la proiezione di dA_j sul piano normale alla congiungente. Sostituendo:

$$[\text{Eq. 6.89}] \quad dq_{dA_i \rightarrow dA_j} = J_{\alpha_i} dA_i \frac{dA_j \cos \alpha_j}{R^2}$$

visto che il corpo è di tipo Lambertiano quindi è valida la legge del coseno, si avrà che:

$$[\text{Eq. 6.90}] \quad J_{\alpha_i} = J_{n_i} \cos \alpha_i = \frac{J_i}{\pi} \cos \alpha_i$$

dove la J_n è l'emittanza globale angolare in direzione normale e J_i è l'emittanza globale. La quantità totale di radiazione emessa su tutta la superficie A_i ed incidente su tutta la A_j sarà data dall'integrale doppio della precedente:

$$[\text{Eq. 6.91}] \quad dq_{A_i \rightarrow A_j} = \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{J_i}{\pi R^2} \cos \alpha_i \cos \alpha_j dA_i dA_j = \frac{1}{\pi A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \alpha_i \cos \alpha_j}{R^2} dA_i dA_j$$

il fattore di vista sarà pertanto espresso dalla seguente:

$$[\text{Eq. 6.92}] \quad F_{j \rightarrow i} = \frac{1}{\pi A_j} \int_{A_j} \int_{A_i} \frac{\cos \alpha_j \cos \alpha_i}{R^2} dA_j dA_i$$

Come si vede dall'equazione precedente il fattore di vista non dipende dalle emissività e dalla temperature della due superfici, ma solo da aspetti geometrici di queste, cioè da come sono disposti i corpi l'uno rispetto all'altro. Scambiando il ruolo dei corpi i e j il discorso risulta analogo:

[Eq. 6.93]
$$F_{i \rightarrow j} = \frac{1}{\pi A_j} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \alpha_j \cos \alpha_i}{R^2} dA_j dA_i$$

Confrontando l'Eq. 6-92 con l'Eq. 6-93 si ritrova la preannunciata legge di reciprocità.

6.5 Modelli per lo scambio di calore per irraggiamento

Nella trattazione che segue terminata la parte introduttiva che però risulta essere indispensabile per la corretta schematizzazione e modellizzazione dei processi di scambio di calore per irraggiamento all'interno della camera di combustione, lo scopo che si è cercato di raggiungere è stato quello di, applicando le leggi e i principi sopra descritti, introdurre un modello per l'irraggiamento che permettesse di stabilire i flussi di calore i quali avvengono oltre che tra i vari comparti all'interno dei volumi di controllo del forno selezionati, anche tra i comparti di volumi di controllo differenti.

Per facilità di esposizione il fenomeno verrà diviso in due fasi, prima si descriverà lo scambio tra i diversi comparti all'interno di un singolo volume di controllo, denominato nei paragrafi successivi come modello trasversale, e successivamente lo scambio di calore tra i diversi volumi di controllo, denominato modello longitudinale.

6.5.1 Modello trasversale per l'irraggiamento

Uno studio più approfondito del fenomeno della trasmissione del calore per irraggiamento comporta la descrizione degli scambi che avvengono tra le seguenti fasi e comparti:

- Fase gassosa e fase solida;

- Fase gassosa e pareti (scoperte);
- Fase solida e pareti (scoperte);

Con la Figura 6.17, si vuole dare una rappresentazione schematica della situazione sopra descritta:

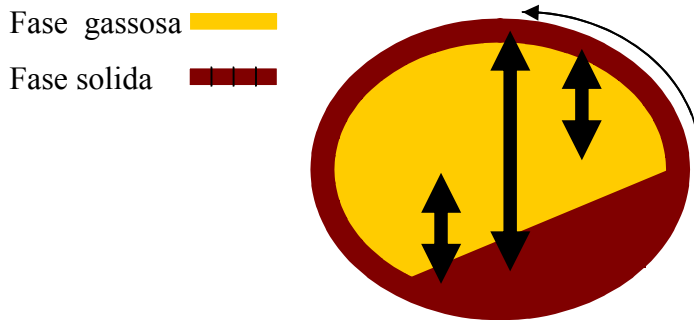


Figura 6.17:Scambi considerati nel modello dell'irraggiamento

6.5.1.1 Scambio tra fase gassosa e pareti

Facendo riferimento alla letteratura disponibile riguardante la combustione all'interno dei forni rotanti, è lecito considerare che la temperatura della fase gassosa all'interno di un volume di controllo coincida con la temperatura della parete dello stesso volume. Tale ipotesi, tra l'altro è già stata sfruttata nella trattazione delle dispersioni termiche attraverso le pareti del forno rotante. Assumendo quindi valida tale situazione si può considerare nullo il flusso di calore per irraggiamento tra la fase gassosa e le pareti a contatto con questa; per questi motivi nei successivi paragrafi non apparirà nessuna equazione riguardante gli scambi di calore per irraggiamento tra la fase gassosa e le pareti.

6.5.1.2 Scambio tra fase solida e pareti

Tale scambio coinvolge due corpi condensati quindi, per esplicitare il flusso di calore tra questi, si può sfruttare l'equazione seguente nella forma generale (Boateng and Barr, 1996):

$$[\text{Eq. 6.94}] \quad q_{1 \leftrightarrow 2} = \sigma_0 A_1 F_{1,2} (T_1^4 - T_2^4) = \sigma_0 A_2 F_{2,1} (T_2^4 - T_1^4)$$

Dove σ_0 è la costante di Stefan-Boltzmann per i corpi neri, A indica le superfici dei due corpi e $F_{1,2}$ (e $F_{2,1}$) sono i fattori di forma. Da quanto detto in precedenza, le superfici dei due corpi possono essere assunti come corpi grigi e, come tali, è possibile affermare che il coefficiente di assorbimento di quest'ultimi è indipendente dalla lunghezza d'onda, quindi:

$$[\text{Eq. 6.95}] \quad Q_{\text{rad_sol_pareti}} = \eta_s A_s \sigma_0 \frac{T_s^4 - T_p^4}{\frac{1}{\eta_s} \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right)}$$

Dal principio di *Kirchhoff* risulta che l'emissività monocromatica coincide numericamente con il coefficiente di assorbimento anche se concettualmente risultano essere differenti. Oltre a questo, tra le diverse proprietà dei corpi grigi si ha l'indipendenza dalla lunghezza d'onda dell'emissività e quindi si può affermare che:

$$[\text{Eq. 6.96}] \quad \eta_\lambda = \eta$$

e quindi riassumendo:

$$[\text{Eq. 6.97}] \quad \begin{cases} \eta_\lambda = a \\ \eta_\lambda = \eta \end{cases} \Rightarrow \eta = a(T)$$

E' possibile quindi arrivare a conoscere il valore dell'emissività globale dei due corpi partendo dai valori dei coefficienti di assorbimento. Quest'ultimi sono stati reperiti in letteratura, considerando i valori inerenti la capacità di assorbimento dei mattoni rossi in funzione della temperatura. I dati trovati, sono relativi a valori di temperatura fissati quindi, al fine di poter essere inseriti all'interno del programma si è proceduto ad una interpolazione lineare (Tabella 6.6).

Per quanto riguarda il fattore di forma si è visto che, procedere per via analitica al calcolo, potrebbe essere molto gravoso oltre che molto complicato. Si prosegue quindi introducendo una semplificazione basata sul fatto che, osservando la Figura 6.17, si nota

che l'intera energia che i due corpi interessati allo scambio emettono, viene assorbita dagli stessi corpi.

Tabella 6.6 : Valori del coefficiente di assorbimento delle superfici in funzione della temperatura

Temperatura °C	η_0
20	0,93
100	0,85
1000	0,72

In una situazione come quella presentata, per il calcolo del fattore di forma si è deciso di rifarsi al caso presentato nella Figura 6.13 con un corpo interamente contenuto nell'altro; in un simile contesto si è che il flusso di calore che i due corpi si scambiano è dato dalla seguente (Boateng, 2008):

$$[\text{Eq. 6.98}] \quad q_{1 \rightarrow 2} = \frac{Q}{\tau} = A_1 \sigma_0 \frac{T_1^4 - T_2^4}{\frac{1}{\eta_1} + \varphi \left(\frac{1}{\eta_2} - 1 \right)}$$

Dal confronto dell'equazione precedente con l'Eq. 6-94 si deduce che per il fattore di forma si può assumere l'espressione seguente:

$$[\text{Eq. 6.99}] \quad F_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_1} + \varphi \left(\frac{1}{\eta_2} - 1 \right)}$$

con φ dato dal rapporto delle aree, $\eta_1 = a_1$ e $\eta_2 = a_2$. Applicando quanto visto, alla situazione attuale si arriva a calcolare un flusso tra fase solida e pareti esprimibile attraverso la seguente:

$$[\text{Eq. 6.100}] \quad Q_{rad_sol_pareti} = \eta_s A_s \sigma_0 \frac{T_s^4 - T_p^4}{\frac{1}{\eta_s} \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right)}$$

Nella quale si tiene conto del fatto che il solido e le pareti sono considerati sempre corpi grigi.

6.5.1.3 Scambio tra fase gassosa e fase solida

Nelle applicazioni in cui si raggiungono temperature particolarmente elevate nello scambio di calore per irraggiamento, assume un ruolo fondamentale il gas interposto tra le superfici interessate; questo succede perché tale gas non risulta trasparente e quindi anche lui emette, assorbe o rinvia la radiazione incidente. Considerando un tipico processo di combustione, oltre al gas, sono interessate al fenomeno della trasmissione di calore per irraggiamento anche la fuliggine e la cenere che rimane in sospensione, ma il contributo più importante, rimane tuttavia la presenza del gas, ed in particolar modo dalla presenza di vapore acqueo e dell'anidride carbonica.

Quando un'onda elettromagnetica interagisce con una molecola di gas, questa può essere assorbita aumentando il livello di energia della molecola stessa, oppure, al contrario, una molecola di gas può emettere un'onda elettromagnetica diminuendo il livello di energia di cui prima. Questi fenomeni sono la spiegazione dell'ampiezza dello spettro di assorbimento del gas, il quale può risultare trasparente per alcune lunghezze d'onda, oppure può diventare opaco, proprio come succede per i corpi condensati. Il coefficiente di assorbimento per il gas, k_λ , è definito come la misura di quanto fortemente la radiazione viene assorbita o emessa lungo un percorso di lunghezza L , ed è legato all'emissività, e quindi anche all'assorbimento spettrale, attraverso la seguente:

$$[\text{Eq. 6.101}] \quad \alpha_\lambda = \varepsilon_\lambda = 1 - e^{-k_\lambda L}$$

Per calcolare il trasferimento di calore di un gas che partecipa a tale fenomeno, si deve calcolare l'emissività totale del gas interessato. Nel caso di una miscela di gas, questa emissività è funzione della lunghezza del percorso L , della temperatura del gas T_G , delle pressioni parziali dei gas coinvolti nello scambio p_a e della pressione totale p . Per il calcolo delle proprietà prima menzionate è possibile utilizzare il metodo di *Leckner* (Leckner, 1972).

In questo modo è possibile calcolare l'emissività del vapore acqueo e dell'anidride carbonica attraverso le equazioni seguenti:

$$[\text{Eq. 6.102}] \quad \varepsilon_i(p_a L, p, T_g) = \varepsilon_0(p_a L, T_g) \frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}(p_a L, p, T_g)$$

Nella quale risulta:

$$[\text{Eq. 6.103}] \quad \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \right) (p_a L, p, T_g) = \left[1 - \frac{(a-1)(1-P_E)}{a+b-1+P_E} \exp \left[-c \left(\log_{10} \frac{(p_a L)_\infty}{(p_a L)} \right)^2 \right] \right]$$

$$[\text{Eq. 6.104}] \quad \varepsilon_0(p_a L, T_g) = \exp \left(\sum_{i=0}^M \sum_{j=0}^N c_{ij} \left(\frac{T_g}{T_0} \right)^j \left(\log_{10} \frac{p_a L}{(p_a L)_0} \right)^i \right)$$

Dove ε_0 è l'emissività nelle condizioni di riferimento e cioè nel caso di pressione pari ad 1 bar, $p_a \rightarrow 0$ (ma $p_a L > 0$) e le costanti e le grandezze $a, b, c, c_{ij}, P_E, (p_a L)_0, (p_a L)_\infty$ e T_0 sono date nella Tabella 6.7 per l'anidride carbonica e per il vapore acqueo (Leckner, 1972)

Tabella 6.7: Grandezze e costanti per il calcolo dell'emissività di H₂O e CO₂

GAS	H ₂ O		CO ₂	
M,N	2,2		2,3	
$c_{00} \dots c_{N1}$	-2.2118	-1.1987	-3.9893	2.7669 -2.1081
	0.035596		0.3916	
$c_{0j} \dots c_{Nj}$	0.85667	0.93048	-	1.2710 -1.1090 1.0195
	0.14391		-0.2189	
$c_{0M} \dots c_{NM}$	-0.10838	-0.17156	-0.23678	0.19731 -0.19544
	0.045915		0.0446	
P_E	$(p + 2.56 p_a / \sqrt{t}) / p_0$		$(p + 0.28 p_a) / p_0$	
$(p_0 L)_m / (p_0 L)_0$	13.2t ²		0.054/t ²	t < 0.7
			0.225t ²	t > 0.7
a	2.144	t < 0.75	1 + 0.1/t ^{1.45}	

L'emissività totale della miscela di gas viene calcolata, una volta rese note le emissività del vapore acqueo e dell'anidride carbonica, attraverso l'equazione seguente:

$$[\text{Eq. 6.105}] \quad \varepsilon_{CO_2+H_2O} = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon$$

Nella quale il termine $\Delta\varepsilon$, che tiene conto delle bande sovrapposte nello spettro di assorbimento del vapore acqueo e dell'anidride carbonica, può essere calcolato nel modo che segue (Leckner, 1972):

$$[\text{Eq. 6.106}] \quad \Delta\varepsilon = \left(\frac{\zeta}{10.7 + 101\zeta} - 0.0089\zeta^{10.4} \right) \left(\log_{10} \frac{(p_{H_2O} + p_{CO_2})L}{(p_a L)_0} \right)^{2.76}$$

Con:

$$[\text{Eq. 6.107}] \quad \zeta = \frac{p_{H_2O}}{p_{H_2O} + p_{CO_2}}$$

Dovendo esplicitare lo scambio di calore per irraggiamento che avviene tra gas e solido si deve introdurre una grandezza atta a caratterizzare tale solido; questa grandezza è l'assorbimento spettrale incontrato precedentemente ed indicato con α (come corpo grigio si omette la dipendenza dalla lunghezza d'onda). Per il calcolo di α si può procedere in maniera analoga a quanto fatto precedentemente ed in particolare considerando l'equazione seguente (Leckner, 1972):

$$[\text{Eq. 6.108}] \quad \alpha(p_a L, p, T_g, T_s) = \left(\frac{T_g}{T_s} \right)^{0.5} \varepsilon \left(p_a L, \frac{T_s}{T_g}, p, T_s \right)$$

Dove ε è l'emissività calcolata dall'Eq. 6-105 valutata alla temperatura della superficie del solido T , e usando un aggiustamento del termine di percorso di pressione $p_a L \frac{T_s}{T_g}$, per tenere in conto anche della temperatura del solido con cui la fase gassosa scambia. Per la miscela di gas si calcola l' α totale in maniera del tutto analoga a quanto fatto per l'emissività (Leckner, 1972):

$$[\text{Eq. 6.109}] \quad \alpha_{H_2O+CO_2} = \alpha_{H_2O} + \alpha_{CO_2} - \Delta\varepsilon$$

con $\Delta\varepsilon$ valutato considerando anche per lui lo stesso termine del percorso di pressione. Noti i coefficienti che caratterizzano le proprietà del solido e della fase gassosa nei

riguardi della trasmissione del calore per irraggiamento, si può calcolare il flusso di calore sfruttando l'equazione seguente:

$$[Eq. 6.110] \quad Q_{rad_sol_gas} = \sigma \left\{ [1 - \alpha(L)] T_s^4 - \varepsilon(L) T_g^4 \right\}$$

La formula scritta è però valida quando le pareti con cui la miscela di gas scambia calore possono considerarsi nere; nella realtà però le pareti in considerazione non sono affatto nere e quindi tale equazione va moltiplicata per il coefficiente di assorbimento calcolato precedentemente nello scambio tra solido e pareti. L'equazione introdotta nel modello è quindi la seguente:

$$[Eq. 6.111] \quad Q_{rad_sol_pareti} = \eta_{sol} \sigma \left\{ [1 - \alpha(L)] T_s^4 - \varepsilon(L) T_g^4 \right\}$$

6.5.2 Modello longitudinale per l'irraggiamento

Il modello longitudinale per l'irraggiamento deve considerare lo scambio di calore per irraggiamento tra i comparti solidi e gassosi presenti in volumi di controllo differenti; in particolare si vogliono considerare i contributi dei flussi di calore che si generano tra i vari comparti gassosi e tra comparti gassosi ed i comparti solidi secondo il seguente schema (Figura 6.18):

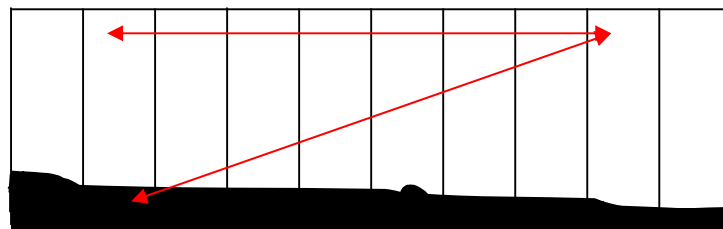


Figura 6.18: Schema dello scambio trasversale

Lo scopo è quello di riuscire ad esplicitare i contributi di calore che si generano tra i vari elementi considerati. Per fare ciò occorre analizzare i vari flussi; in particolare per la situazione presentata è stato introdotto un modello per calcolare il flusso che si genera tra un comparto solido ed un comparto gassoso nonché il flusso che si genera tra due comparti gassosi.

6.5.2.1 Scambio tra comparti gassosi

Rispetto al caso precedente, la situazione risulta diversa e quindi non è possibile applicare lo stesso modello in quanto in questo modo non si terrebbe conto della distanza che esiste tra i comparti interessati allo scambio. Per introdurre un modello più accurato si deve tener conto anche del fatto che il flusso di calore che si genera, attraversa un mezzo che si trova tra i comparti, è condizionato dal mezzo stesso, in quanto questo sarà non totalmente trasparente, e presenterà quindi una ben determinata resistenza al passaggio del flusso. Un mezzo, attraverso il quale un'onda elettromagnetica può viaggiare a corta distanza senza essere assorbito, viene definito ottico. Matematicamente, questo implica che $k_\lambda L \ll 1$, dove k_λ è, come introdotto in precedenza, il coefficiente di assorbimento del mezzo, e L una lunghezza caratteristica lungo la quale la temperatura non varia in maniera sostanziale. A tali condizioni, con un mezzo che non permetta il fenomeno delle riflessioni successive, di cui si è accennato, il flusso di calore spettrale, cioè funzione della lunghezza d'onda, può essere calcolato attraverso la seguente:

$$[\text{Eq 6.112}] \quad q_\lambda = -\frac{4}{3k_\lambda} \nabla E_{b\lambda}$$

Nella quale $E_{b\lambda}$ è l'energia radiante emessa ad una particolare lunghezza d'onda. Quindi un mezzo può essere ottico a determinate lunghezze d'onda, sempre nella condizione in cui $k_\lambda L \ll 1$, e potrebbe non esserlo per altre. Per un mezzo che risulti ottico a qualsiasi lunghezza d'onda, l'Eq. 6-112 può essere integrata su tutto lo spettro per ottenere il flusso totale:

$$[\text{Eq 6.113}] \quad q = -\frac{4}{3k_r} \nabla E_b = -\frac{4}{3k_r} \nabla (\sigma T^4) = -\frac{16\sigma T^3}{3k_r} \nabla (T)$$

Dove k_r è il coefficiente medio di assorbimento, che è chiamato coefficiente di assorbimento di *Rosseland*. L'equazione del flusso appena menzionata può essere riscritta introducendo la conduttività radiativa K_R ,

[Eq 6.114] $q = -K_R \nabla T$

Con:

[Eq 6.115] $K_R = \frac{16\sigma T^3}{3k_R}$

La capacità del mezzo di trasportare il flusso di calore, è tenuta in conto introducendo un coefficiente di conduttività interna che si è indicato con K_V . Il mezzo preso in esame è, come detto in precedenza, formato da particelle quali vapor d'acqua, anidride carbonica, monossido di carbonio etc. La conduttività interna è invece funzione dalla temperatura e dalla natura della specie gassosa; si sono per questo introdotte delle leggi di variazione per ogni componente del comparto volatile e si può calcolare il valore totale della conduttività tenendo presenti le percentuali in peso dei diversi composti:

[Eq 6.116]

$$K_V(O_2) = \left[2155.2 + 662.2 * (T/100) - 11.4 * (T/100)^2 \right] / 860$$

$$K_V(H_2O) = \left[1390 + 670 * (T/100) + 50 * (T/100)^2 - D \right] / 860$$

$$K_V(CO) = \left[A_i T^{B_i} * 10^{-4} + a_i * 10^{-2} + b_i T * 10^{-5} + c_i T^2 * 10^{-8} \right]$$

$$K_V(N_2) = \left[2130 + 562.5 * (T/100) + 7.5 * (T/100)^2 \right] / 860$$

$$K_V(CO_2) = \left[1210 + 772.5 * (T/100) - 12.5 * (T/100)^2 \right] / 860$$

Con:

$$D = 7.03519$$

$$A_i = 2.6251$$

$$B_i = 0.8009$$

$$a_i = -0.07649$$

$$b_i = 0.1503$$

$$c_i = -0.09122$$

In alternativa a tale procedura di calcolo, anche in considerazione del fatto che l'influenza della conduttività rispetto a quella del coefficiente di assorbimento è molto

bassa, ai fini dell'entità del flusso di calore, ci si può riferire a dati di letteratura relativi all'aria secca, riportati nella Tabella 6.8.

Dai dati ora introdotti, si è ottenuta una legge di variazione con la temperatura che è risultata essere approssimabile con un andamento lineare, quindi per la conduttività si è adottata la seguente:

$$[Eq\ 6.117] \quad K_v = (24.28 + coeff_ang_k_v * T_media_tra) / 1000$$

Dove Il termine $coeff_ang_K_v$ è coefficiente angolare della legge ottenuta, e T_media_tra , è la temperatura media dei volumi di controllo che si trovano tra i due volumi contenenti i comparti gassosi interessati.

Tabella 6.8: Conduttività dell' aria secca a P=1 bar

Temperatura K	K_v (mW/km)
175	15,93
200	18,09
250	22,27
300	26,24
350	30,03
400	33,65
450	37,10
500	40,41
600	46,61
700	52,36
800	57,74
900	62,76
1000	67,54
1100	72,09

Nell'introduzione del modello longitudinale dell'irraggiamento si è considerato un profilo di temperature interne, relative sia alla fase gassosa sia alla fase solida necessarie per il calcolo dei flussi di calore per irraggiamento; tali profili sono stati ottenuti dal modello di simulazione con riferimento all'iterazione precedente di quella in cui si calcolano tali valori.

Per la costruzione del modello in esame si è partiti dalla caratterizzazione delle proprietà radianti dei comparti gassosi situati tra i volumi che scambiano calore. Tali

comparti per comodità si possono definire interni, (volumi che vanno dal J+1-esimo al J+N-1-esimo della Figura 6.19):

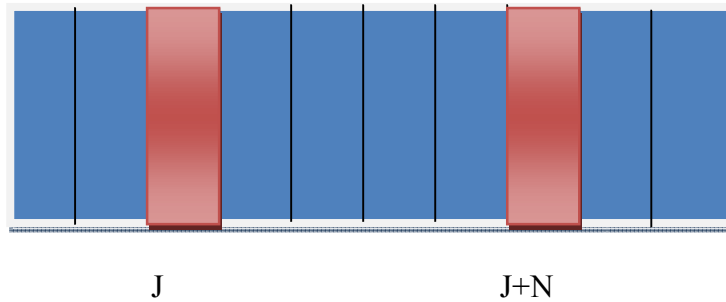


Figura 6.19: Schema volumi interni

Come punto di partenza si sono presi i valori dell'emissività calcolati precedentemente ed è stato opportuno ricorrere ad un valore medio dell'emissività relativo ai volumi interni. Partendo dai valori dell'emissività calcolati precedentemente, si è reso disponibile un valore medio di tale grandezza relativo ai volumi interni. Facendo quindi riferimento all'Eq. 6-101 si è calcolato il coefficiente di assorbimento medio presentato prima, con la seguente:

[Eq 6.118]
$$k_r = -\frac{\ln(1-\varepsilon)}{L}$$

La L che compare nell'equazione non è la distanza che esiste tra i comparti che scambiano calore ma, la lunghezza introdotta all'interno del modello precedente indicante la distanza percorsa dall'onda elettromagnetica all'interno del gas che sta emettendo. Partendo quindi da questa distanza e note le temperature di partenza dai profili già ottenuti, si può calcolare il coefficiente di conduttività radiativa K_R tramite la formula seguente:

[Eq 6.119]
$$K_R = \frac{16\sigma}{3k_r} (T_i^3 - T_j^3)$$

Inoltre, nota anche la conduttività radiativa, si può calcolare il flusso di calore esistente tra due volumi di riferimento tramite la relazione di seguito riportata:

$$[\text{Eq. 6.120}] \quad Q_{\text{rad_long_gas_gas}} = \varepsilon_i * \varepsilon_j * [(Sg_i + Sg_j) / 2] * (K_V + K_R) * (T_j - T_i) / L$$

I termini ε_i ed ε_j sono le emissività introdotte per tener conto della capacità dei singoli comparti sia di emettere sia di assorbire energia radiante, Sg_i ed Sg_j sono le superfici, affacciate l'una all'altra, dei comparti che scambiano; con la lettera T si indicano le varie temperature, mentre L indica la distanza tra i volumi di riferimento (Leckner, 1972).

Avendo quindi considerato lo scambio che avviene tra un generico comparto gassoso e tutti gli altri, occorre estendere tale ragionamento per ogni comparto presente nella discretizzazione effettuata all'interno del tamburo rotante. Si ottengono così tutti i contributi di calore che interessano i vari comparti gassosi presenti. Come accennato, avendo considerato lo scambio tra un generico comparto gassoso e tutti gli altri ripetendo i passi menzionati per ogni comparto presente nella discretizzazione del tamburo rotante si ottengono tutti i contributi di calore che interessano i vari comparti gassosi.

6.5.2.2 Scambio tra comparto gassoso e comparto solido

Passando a considerare lo scambio che avviene tra i comparti solidi e i comparti gassosi appartenenti a volumi di controllo differenti si è proceduto in maniera del tutto analoga a quella vista nel caso precedente, ma ovviamente, si è considerata la diversa distanza tra i comparti in questione; questo perché tale grandezza è ricavabile attraverso l'espressione seguente:

$$[\text{Eq. 6.121}] \quad Lg_s = [(num * \text{delta}X)^2 + (\text{raggio})^2]^{0.5}$$

Con il termine num si indica il numero di volumi interni al tamburo e con deltaX si indica la dimensione del volume di controllo. Il cambiamento del calcolo della distanza tra i comparti ha portato alla modifica, facendo riferimento alla Eq. 6-118 ed alla Eq. 6-120, del coefficiente di assorbimento medio ed il flusso che, in tale circostanza è stato calcolato tramite la seguente espressione (Leckner, 1972):

$$[\text{Eq 6.122}] \quad Q_{\text{rad_long_gas_sol}} = S_s * (K_V + K_R) * (T_{g_j} - T_{s_i}) / L_{g_s}$$

dove con il termine S_s si indica la superficie del solido interessato allo scambio. Occorre però tener presenti anche le proprietà nei riguardi dell'irraggiamento dei corpi che interagiscono; per suddividere i contributi dei flussi di calore che partono dal gas (in genere le T del gas sono superiori a quelle del solido) e arrivano al solido, si introducono le emissività e quindi si ricavano i contributi di cui sopra attraverso le seguenti relazioni, la prima relativa al flusso di calore sul comparto solido e la seconda relativa al flusso di calore emesso dal gas:

$$[\text{Eq 6.123}] \quad Q_{\text{rad_long_gas_sol}} = \eta_{\text{sol}} * \varepsilon_j * S_s * (K_V + K_R) * (T_{g_j} - T_{s_i}) / L_{g_s}$$

$$[\text{Eq 6.124}] \quad Q_{\text{rad_long_gas_sol}} = \varepsilon_j * S_s * (K_V + K_R) * (T_{g_j} - T_{s_i}) / L_{g_s}$$

6.6 Scambio energetico

Così come è stato fatto per i flussi di materia si introdurranno i termini di scambio di energia che interessano i vari comparti nei differenti volumi elementari (Figura 6.20).

Prendendo in considerazione l'elemento di volume, i termini di energia in ingresso sono rappresentati dal contenuto energetico dei flussi di materia entranti nell'elemento, se ognuno di questi contributi energetici fosse espresso in termini di contenuto entalpico, ovvero solo della quota sensibile ($(c_p \cdot \dot{M} \cdot (T - T_{\text{RIF}}))$) dell'energia interna, senza prendere quindi in considerazione l'energia chimica, il calore ceduto dalle reazioni di combustione potrebbe essere visto come un termine di energia fornito al sistema dall'esterno.

Un'ulteriore ipotesi consta nel dire che il calore di combustione del char sia assorbito dalla sostanza solida, mentre quello relativo ai volatili ed al CO sia invece ceduto esclusivamente alla fase gassosa.

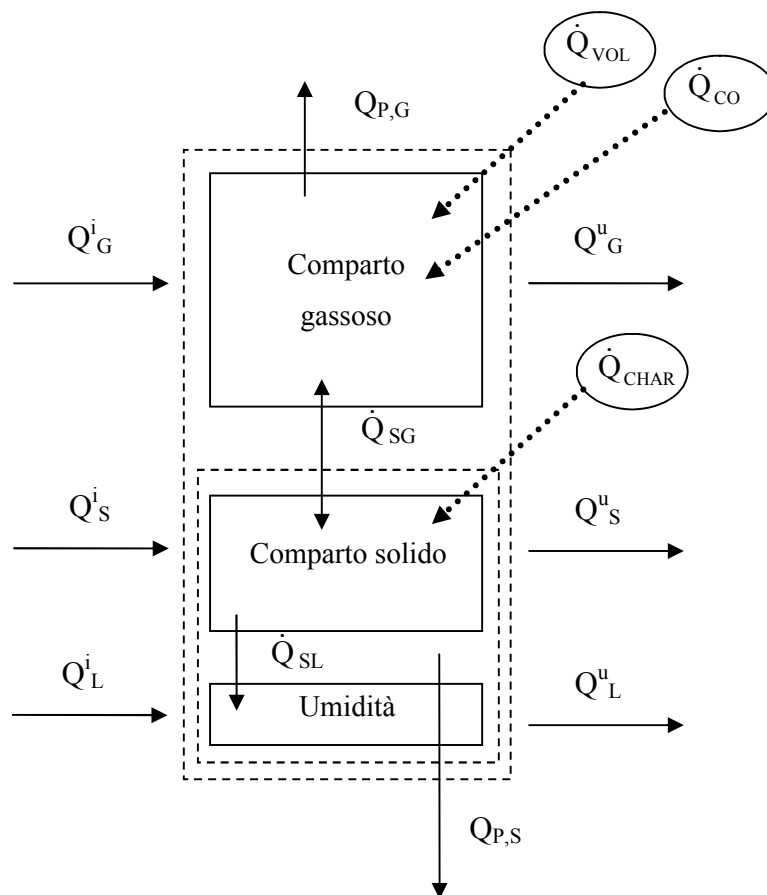


Figura 6.20: Schema dei flussi di scambio energetico

Oltre al contenuto entalpico associato ai flussi di materia che abbandonano il volume di controllo, si hanno altri due tipi di perdita di energia, costituiti dalle dispersioni termiche verso l'esterno attraverso le pareti del tamburo; ad ogni comparto viene sottratta la quota di energia dispersa attraverso la porzione di parete con cui si trova a contatto.

Esisteranno inoltre anche una serie di termini di scambio termico tra le fasi della materia presente, tali termini, ad esclusione di quelli dello scambio di calore per irraggiamento longitudinale essendo interni al volume di controllo, non rientrano nel bilancio di energia applicato allo stesso volume ma verranno ritrovati solamente all'interno dei bilanci parziali relativi ai singoli compartimenti.

Il flusso termico \dot{Q}_{SG} riguardante lo scambio di energia tra la fase solida e gassosa è dato dalla somma di quattro contributi: il primo termine è il calore sensibile della sostanza volatile rilasciata dal rifiuto, il secondo è il calore sensibile dei prodotti della

combustione parziale del char, il terzo e quarto rappresentano l'energia termica scambiata tra i due mezzi per convezione e per irraggiamento (il termine Q_{RAD} sarà poi suddiviso nei suoi diversi contributi così come visto in precedenza). Si avrà quindi:

[Eq. 6.125]
$$\dot{Q}_{SG} = \dot{H}_{VOL} + \dot{H}_{PC} + \dot{Q}_{CONV} + \dot{Q}_{RAD}$$

Gli ultimi due termini a seconda delle temperature a cui si trovano gas e solido saranno ceduti o assorbiti dall'una o dall'altra fase; i primi due termini saranno descritti in maniera più approfondita nel proseguo.

Si è accennato in precedenza che l'umidità presente all'interno del rifiuto, viene trattata come un comparto separato solamente per semplicità di schematizzazione; nella realtà però l'acqua non è separata dalla sostanza solida, ma ad essa intimamente frammista, occupandone i pori e gli spazi interstiziali; si può quindi ipotizzare che il calore ricevuto dall'umidità, non provenga dalla fase gassosa ma solamente dalla fase solida con la quale è a contatto.

Si è quindi assunto che il calore disponibile all'interno della fase solida (calore assorbito per convezione dal gas, calore radiante, entalpia di combustione del char) venga in via preferenziale ceduto all'acqua per l'evaporazione e che solo la quantità di calore residua vada ad aumentare il contenuto energetico del solido, innalzandone la temperatura. Il flusso termico $Q_{S,L}$ (solido-liquido) è costituito quindi dalla quantità di calore ceduto dalla sostanza solida all'acqua per permetterne l'evaporazione di una quantità ΔM_{moist} di umidità.

6.7 Applicazione del modello

Nel presente paragrafo si descriverà nel dettaglio la tecnica adottata per la scrittura del modello di simulazione di tipo dimensionale che descriva puntualmente la situazione interna alla camera di combustione.

Le grandezze fisiche che caratterizzano il sistema (temperature, concentrazioni, densità, etc.) sono funzioni variabili dello spazio; un'ipotesi fatta in tal senso quindi è stata quella di trascurare, nell'ambito della singola fase, i gradienti in direzione trasversale rispetto all'asse del forno; per quel che concerne la direzione longitudinale, la necessità

di suddividere il forno in un numero qualsivoglia grande, ma comunque finito, di volumi elementari, per i quali risolvere le equazioni di bilancio di materia e di energia, porta all'ulteriore approssimazione di dover considerare il valore di ciascun parametro costante all'interno di ciascun elemento. Si cercherà quindi di risolvere le equazioni in una situazione nella quale il sistema abbia già raggiunto l'equilibrio ed operi dunque in regime stazionario; questo significa che i flussi di massa od energia si manterranno costanti nel tempo e non si avrà all'interno dei singoli volumi di controllo alcun fenomeno di accumulo di materia o di energia (Marias, 2003; Mujumdar and Randa, 2006).

Il procedimento adottato è il seguente: si considera il primo elemento di volume lungo l'ascissa del tamburo considerando come dati di input, le caratteristiche (temperature, portate massiche, composizione) dei flussi di massa in ingresso, ovvero del rifiuto alimentato e dell'aria comburente, e applicando le equazioni di conservazione della massa e di bilancio termico, si determinano le condizioni in uscita dall'elemento, che costituiranno a loro volta le condizioni in ingresso per il volume successivo.

Per risolvere tali equazioni di bilancio occorre passare necessariamente attraverso la determinazione delle cinetiche di trasformazione nelle condizioni interne a ciascun elemento.

Nella realtà, sia le temperature sia le concentrazioni delle varie specie, subiscono continue variazioni dal valore in ingresso all'elemento a quello di uscita, per questo occorrerebbe quindi integrare nello spazio le equazioni di bilancio. Si utilizzerà invece una tecnica di risoluzione di tipo *up-wind*, secondo la quale si considera ogni fenomeno come determinato dalle condizioni di monte; questo equivale ad approssimare l'andamento della generica grandezza y all'interno del volume elementare (linea rossa in Figura 6.21) mediante un andamento nel quale la grandezza y si mantiene costante, per tutto l'elemento preso in considerazione, e pari al valore in ingresso allo stesso.

Utilizzando tale ipotesi, la cinetica dei vari processi di trasformazione inerenti la materia all'interno di ciascun volume di controllo è determinata dai valori della temperatura e delle concentrazioni in ingresso all'elemento, valori che verranno indicati con il pedice i .

L'approssimazione appena illustrata, sarà tanto più valida quanto più diventa piccola la dimensione dell'intervallo spaziale Δx , poiché a volumi di controllo sempre più piccoli corrisponderanno gradienti di temperatura e concentrazioni minori.

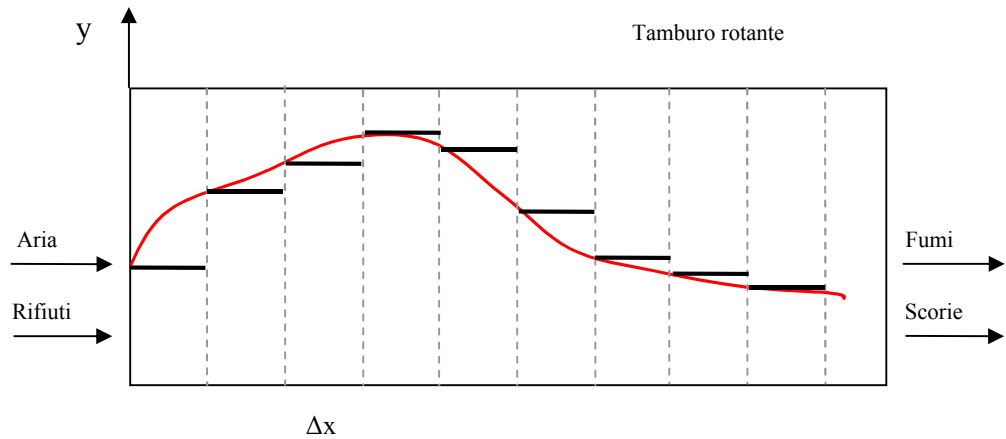


Figura 6.21: Tecnica di risoluzione di tipo up-wind

Ipotizzando ora che il rifiuto percorra il forno a velocità costante ed indicando con θ_{RIF} il tempo totale di permanenza del rifiuto solido all'interno del forno, si avrà un tempo di residenza del solido $\Delta\theta_{rif} = \theta_{rif}/N$ relativo al singolo tratto.

Si può quindi, in questo modo, calcolare la quantità totale di materia solida presente all'interno di un volume di controllo, M_s , pari al prodotto tra la portata solida in ingresso M_s^i per il tempo di ritenzione $\Delta\theta_{RIF}$. La composizione di questa quantità di sostanza è computata sulla base delle frazioni massiche delle diverse componenti nella corrente d'ingresso all'elemento.

Il volume ΔV_{RIF} occupato dal rifiuto sarà valutato mediante il valore del peso specifico assunto per il rifiuto, tramite la densità dell'acqua poi, si determinerà ΔV_L il volume relativo al comparto solido e, per differenza rispetto al volume totale ΔV , si ottiene il volume ΔV_G a disposizione per la fase gassosa. Anche le concentrazioni delle diverse specie presenti in ΔV_G vengono valutate sulla base delle concentrazioni della corrente gassosa in ingresso.

Con le ipotesi suddette, una volta note le condizioni in ingresso all'elemento, risulteranno determinate le cinetiche dei processi di riferimento precedentemente

descritti. Saranno quindi note le velocità di formazione o distruzione riportate nella Tabella 6.9 (Shin and Choi, 2000, Yang *et al*, 2002).

Tabella 6.9: Velocità di reazione dei processi di riferimento

Cinetica	U.M.
$\bar{R}_{VOL}^F = \frac{d[M_{VOL}]}{dt} = A_{VOL} \cdot e^{\left(\frac{-E_{VOL}}{R \cdot T_s^i}\right)} \cdot M_{RIF}$	Kg/s
$\bar{R}_{CHAR}^F = \frac{d[M_{CHAR}]}{dt} = A_{CHAR} \cdot e^{\left(\frac{-E_{CHAR}}{R \cdot T_s^i}\right)} \cdot M_{RIF}$	Kg/s
$\bar{R}_{CHAR}^D = \frac{d[M_{CHAR}]}{dt} = -A \cdot S \cdot [O_2]_i^a \cdot \frac{1}{\frac{1}{k_r \cdot \zeta} + \frac{1}{k_m}}$	Kg/s
$\bar{R}_{VOL}^D = \frac{d[VOL]}{dt} = -A \cdot e^{\left(\frac{-E}{R \cdot T_g^i}\right)} \cdot [O_2]_i^a \cdot [VOL]_i^b \cdot T_g P^{0.3}$	Kmol/m ³ s
$\bar{R}_{CO}^D = \frac{d[CO]}{dt} = -A \cdot e^{\left(\frac{-E}{R \cdot T_g^i}\right)} \cdot [O_2]_i^a \cdot [CO]_i^b \cdot [H_2O]_i^c$	Kmol/m ³ s

Si osserva che nell'espressione della cinetica di volatilizzazione e di formazione del char compare un termine M_{rif} che fa riferimento alla massa di rifiuto decomponibile presente all'interno del volume considerato, se il combustibile solido in esame fosse di piccola pezzatura, il processo di decomposizione termica avrebbe inizio una volta conclusasi l'evaporazione dell'umidità da tutta la particella; in questo caso però quello che viene preso in esame, non sarà la singola particella di rifiuto, ma la porzione elementare di solido presente in una fetta elementare di tamburo.

Occorrerà però tenere in considerazione il fatto che, della massa di rifiuto totale presente nel volume di controllo, solo una certa quota sarà già essiccata e quindi disponibile per il fenomeno di volatilizzazione; la massa di questa porzione di rifiuto sarà approssimativamente valutata sulla base del rapporto tra la percentuale di umidità residua all'interno del volume considerato e la percentuale di umidità presente inizialmente nel rifiuto alimentato.

Per ciascuno dei processi analizzati, anche se le condizioni termiche dovessero consentire velocità di reazione molto alte, la quantità di una specie che si trasformerà nell'unità di tempo non potrà ovviamente mai essere maggiore della quantità della stessa specie che nell'unità di tempo fa il suo ingresso nel volume di controllo.

Considerando queste limitazioni si ricavano delle velocità di trasformazione che possono essere definite effettive, tutte espresse in kg/s (Tabella 6.10):

Tabella 6.10: Composti formati

Portata di sostanza volatile liberata	$\Delta \dot{M}_V = \min \{ \bar{R}_{VOL}^F ; \dot{M}_V^i \}$
Portata di CHAR che si forma	$\Delta \dot{M}_C = \min \{ \bar{R}_{CHAR}^F ; \dot{M}_C^i \}$
Portata di CHAR bruciato	$\Delta \dot{M}_{CHAR}^D = \min \{ \bar{R}_{CHAR}^D ; \dot{M}_{CHAR}^i \}$
Portata di volatili bruciati	$\Delta \dot{M}_{VOL}^D = \min \{ \bar{R}_{VOL}^D \cdot PM_{VOL} \cdot \Delta V_G ; \dot{M}_{VOL}^i \}$
Portata di CO bruciato	$\Delta \dot{M}_{CO}^D = \min \{ \bar{R}_{CO}^D \cdot PM_{VOL} \cdot \Delta V_G ; \dot{M}_{CO}^i \}$

Nello scrivere le relazioni precedenti si è assunto che la sostanza volatile liberata dal rifiuto, il char formatosi ed il monossido di carbonio prodotto dalla combustione del char all'interno di un elemento di forno, possano entrare a far parte dei relativi processi di combustione in fase gassosa o solida solo a partire dall'elemento successivo. Si definisce quindi φ il rapporto tra la percentuale in peso sul rifiuto totale di ceneri ed incombusti e quella del char:

$$[\text{Eq. 6.126}] \quad \varphi_{Ce} = \frac{\% Ce}{\% CHAR}$$

Nel momento in cui si andranno a scrivere i bilanci di massa per il generico volume di controllo, si farà l'ipotesi semplificativa che, quando a seguito della decomposizione termica del rifiuto si forma la quantità ΔM_c di char, allora la quantità $\varphi_{ce} * \Delta M_c$ di ceneri ed incombusti abbandona il rifiuto non trasformato e si libera nel volume, passando formalmente dal flusso delle ceneri potenziali, identificato dal pedice C_{ep} , a quello delle ceneri già formate C_e .

Per lo schema di caratterizzazione seguito, le frazioni indicate nel modello come char e sostanza volatile, sono costituite da sola sostanza combustibile, mentre appare chiaro che nella realtà la sostanza solida che si origina a seguito della pirolisi del rifiuto ha in sé un contenuto di inerti che si separano solo successivamente alla combustione.

L'ipotesi effettuata, in sostanza, equivale ad anticipare il rilascio delle scorie del char dal momento della combustione eterogenea a quello della formazione del char stesso. Si

tratta comunque di una distinzione solo formale, infatti la separazione tra ceneri potenziali e ceneri formate è fittizia, in quanto queste due correnti non subiscono trasformazioni chimiche e per esse si assumono proprietà fisiche non dipendenti dalla temperatura. Di conseguenza nel bilancio di massa si avrà semplicemente la conservazione tra ingresso e uscita dall'elemento della somma di \dot{M}_{Ce} e \dot{M}_{Cep} e, avendo entrambe le componenti lo stesso valore del calore specifico, non ci saranno effetti nemmeno per quanto riguarda il riscaldamento o raffreddamento della fase solida.

6.7.1.1 Bilanci di materia

Per quanto detto precedentemente, si può passare a scrivere le equazioni di bilancio delle portate massiche per tutte le componenti del sistema.

Umidità

$$[Eq. 6.127] \quad \dot{M}_{MOIST}^u = \dot{M}_{MOIST}^i - \Delta \dot{M}_{MOIST}$$

Comparto solido

$$[Eq. 6.128] \quad \begin{aligned} \dot{M}_C^u &= \dot{M}_C^i - \Delta \dot{M}_C \\ \dot{M}_V^u &= \dot{M}_V^i - \Delta \dot{M}_V \\ \dot{M}_{CHAR}^u &= \dot{M}_{CHAR}^i + \Delta \dot{M}_C - \Delta \dot{M}_{CHAR}^D \\ \dot{M}_{Cep}^u &= \dot{M}_{Cep}^i - \Delta \dot{M}_{Cep} = \dot{M}_{Cep}^i - \varphi_{Ce} \Delta \dot{M}_C \\ \dot{M}_{Ce}^u &= \dot{M}_{Ce}^i - \Delta \dot{M}_{Ce} = \dot{M}_{Cep}^i + \varphi_{Ce} \Delta \dot{M}_C \end{aligned}$$

Fase gassosa

$$[Eq. 6.129] \quad \begin{aligned} \dot{M}_{CO}^u &= \dot{M}_{CO}^i + \alpha \cdot \Delta \dot{M}_{CHAR}^D - \Delta \dot{M}_{CO}^D \\ \dot{M}_{VOL}^u &= \dot{M}_{VOL}^i + \Delta \dot{M}_V - \Delta \dot{M}_{VOL}^D \\ \dot{M}_{H_2O}^u &= \dot{M}_{H_2O}^i + \beta \cdot \Delta \dot{M}_{CHAR}^D + \eta \cdot \Delta \dot{M}_{VOL}^D + \Delta \dot{M}_{MOIST} \\ \dot{M}_{CO_2}^u &= \dot{M}_{CO_2}^i + \varepsilon \cdot \Delta \dot{M}_{VOL}^D + \psi \cdot \Delta \dot{M}_{CO}^D \\ \dot{M}_{SO_2}^u &= \dot{M}_{SO_2}^i + \delta \cdot \Delta \dot{M}_{CHAR}^D + \mu \cdot \Delta \dot{M}_{VOL}^D \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{M}_{N_2}^u &= \dot{M}_{N_2}^i + \gamma \cdot \Delta \dot{M}_{CHAR}^D + \lambda \cdot \Delta \dot{M}_{VOL}^D \\ \dot{M}_{O_2}^u &= \dot{M}_{O_2}^i - \sigma \cdot \Delta \dot{M}_{CHAR}^D - \tau \cdot \Delta \dot{M}_{VOL}^D - \omega \cdot \Delta \dot{M}_{CO}^D\end{aligned}$$

I coefficienti che compaiono nelle equazioni sono stati già introdotti e vengono calcolati in funzione della stechiometria delle reazioni di combustione e dei pesi molecolari delle varie specie interessate. Tutte le equazioni appena introdotte, di numero pari a tredici, esprimono la conservazione della massa totale tra ingresso e uscita dall'elemento di volume ΔV a meno dei cambiamenti di specie connessi con le diverse reazioni di trasformazione.

6.7.1.2 Bilancio termico per il comparto solido

Per scrivere un bilancio termico per la sostanza solida contenuta nel volume di controllo costituito da un tratto elementare del forno, si deve considerare il contenuto energetico della corrente solida in ingresso \dot{Q}_S^i , il calore \dot{Q}_{SL} scambiato con la fase liquida presente, i termini di scambio di energia con la fase gassosa a contatto con il solido \dot{Q}_{SG} , le perdite termiche verso l'esterno del tamburo $\dot{Q}_{P,S}$ ed infine il contenuto energetico della corrente solida in uscita dal volume di controllo \dot{Q}_S^u . Detto questo, si può fornire, in termini del tutto qualitativi, l'equazione di bilancio termico della fase solida (Figura 6.22).

$$[\text{Eq. 6.130}] \quad \dot{Q}_S^i + \dot{Q}_{CHAR} = \dot{Q}_{SL} + \dot{Q}_{SG} + \dot{Q}_{P,S} + \dot{Q}_S^u$$

Nel seguito si andrà a spiegare in maniera più dettagliata i vari termini componenti il bilancio. L'energia termica posseduta dalla fase solida dell'elemento alla temperatura T_S^i coincide con il carico entalpico \dot{H}_S^i dell'intero flusso solido in ingresso che sarà dato da:

$$[\text{Eq. 6.131}] \quad H_S^i = c_p^i \cdot M_S^i \cdot (T_S^i - T_{RIF})$$

dove T_{rif} è pari a 298 K.

Le stesse considerazioni valgono per valutare il contenuto entalpico della corrente solida in uscita la quale si troverà invece alla temperatura T^u_s .

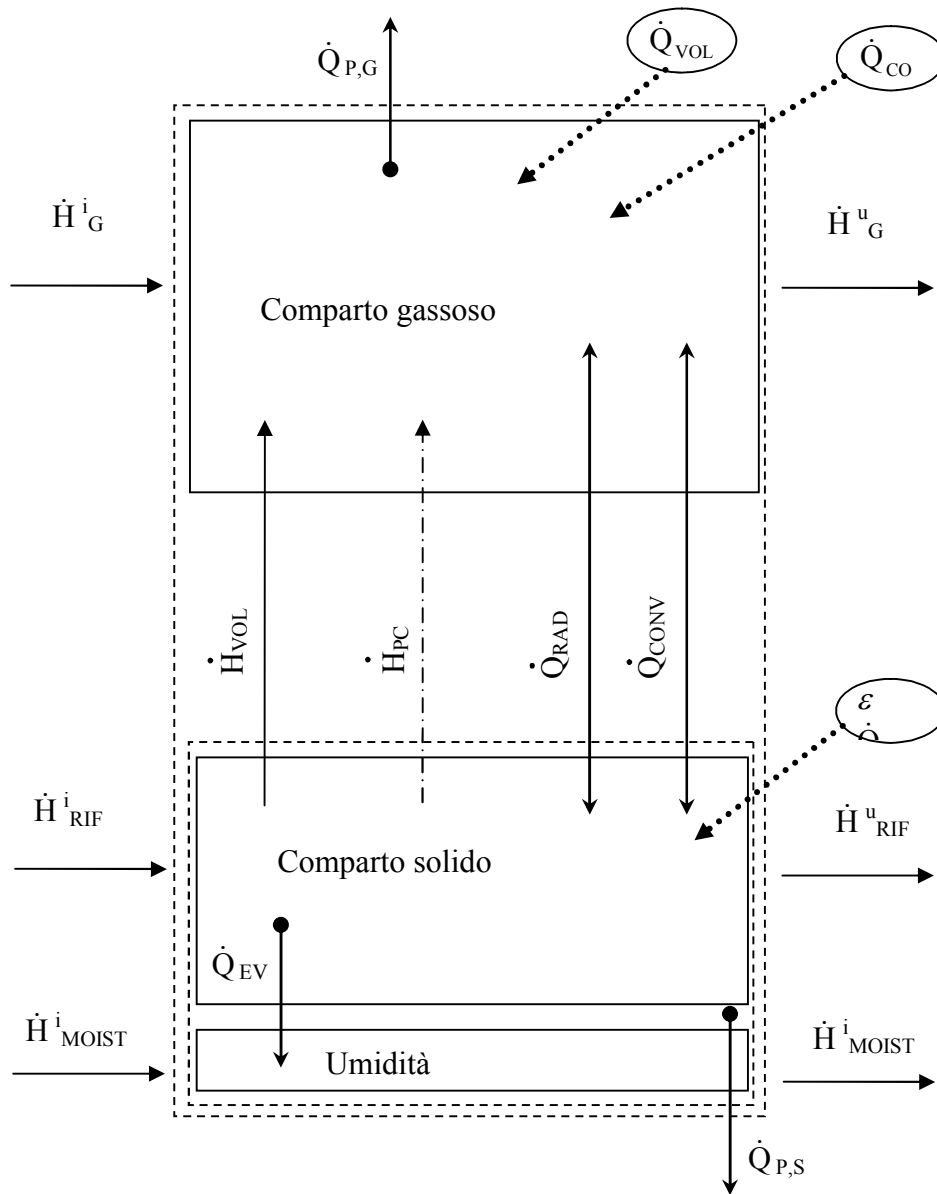


Figura 6.22: Schema dei bilanci di energia per i comparti

Si otterrà quindi, ricordando che i calori specifici delle specie solide sono considerati indipendenti della temperatura, la seguente espressione:

[Eq. 6.132]

$$Q_S^i = H_S^i = (c_{pC} * M_C^i + c_{pV} * M_V^i + c_{pCe} * M_{Ce}^i + c_{pC} * M_{char}^i + c_{pCe} * M_{Ce}^i) * (T_S^i - T_{RIF})$$

$$Q_S^u = H_S^u = (c_{pC} * M_C^u + c_{pV} * M_V^u + c_{pCe} * M_{Ce}^u + c_{pC} * M_{char}^u + c_{pCe} * M_{Ce}^u) * (T_S^u - T_{RIF})$$

La potenza termica ceduta dal solido dalla combustione parziale del char è data da:

$$[Eq. 6.133] \quad Q_{char} = \Delta M_{char}^D * \overline{PCI}_{char}^*$$

Il flusso termico Q_{SL} è rappresentato dalla quantità di calore ceduto dalla sostanza solida all'acqua per far sì che questa evapori della quantità ΔM_{moist} di umidità ed è dato da:

$$[Eq. 6.134] \quad Q_{SL} = Q_{EV} = \Delta M_{moist} * \Delta H_{EV}^{lat}$$

dove ΔM_{moist} è la portata massica di umidità evaporata e ΔH_{EV}^{lat} è l'entalpia latente di evaporazione per unità di massa di acqua, per la quale si è assunto il valore di 2400 kJ/kgw.

Il flusso termico Q_{SG} riguardante lo scambio di energia tra fase solida e gassosa è dato dalla somma di quattro contributi:

$$[Eq. 6.135] \quad Q_{SG} = H_{VOL} + H_{PC} + Q_{CONV} + Q_{RAD}$$

H_{VOL} è il contenuto entalpico della sostanza combustibile che volatilizza e passa in fase gassosa; H_{PC} è il carico entalpico dei prodotti della combustione in fase solida del char. Per questi due primi termini valgono le seguenti espressioni:

$$[Eq. 6.136] \quad H_{VOL} = c_{pVOL} * \Delta M_V * (T_S^i - T_{RIF})$$

$$H_{PC} = (\sum_j c_{pj} * M_j)_{PC} * (T_S^i - T_{RIF})$$

Precedentemente era stato ipotizzato che la liberazione dei volatili, come quella dei prodotti della combustione del char, avvenisse alla temperatura di ingresso del solido nel volume di controllo, coerentemente con la scelta di utilizzare tale condizione iniziale, per determinare la cinetiche dei diversi fenomeni di trasformazione all'interno

di ciascun volume di controllo elementare il calore scambiato per convezione tra fase solida e gassosa è valutato nel modo seguente :

$$[Eq. 6.137] \quad Q_{CONV} = -h * S_{CONV} * (T_G^i - T_S^i)$$

mentre quello scambiato per irraggiamento è dato dall'espressione per lo scambio chiamato trasversale, ovvero lo scambio che avviene tra i diversi comparti dello stesso volume dalle:

$$[Eq. 6.138] \quad Q_{rad_sol_pareti} = \eta_{sol} \sigma \{ [1 - \alpha(L)] T_s^4 - \varepsilon(L) T_g^4 \}$$

$$[Eq. 6.139] \quad Q_{rad_sol_gas} = \sigma \{ [1 - \alpha(L)] T_s^4 - \varepsilon(L) T_g^4 \}$$

mentre invece è data dalla seguente espressione per lo scambio longitudinale ovvero quello scambiato tra i diversi volumi:

$$[Eq. 6.140] \quad Q_{rad_long_gas_sol} = \varepsilon_j * S_s * (K_V + K_R) * (T_{g_j} - T_{s_i}) / L_{g_s}$$

Utilizzare le temperature in ingresso sia per il solido sia per la fase gassosa, permette di risolvere separatamente le equazioni di bilancio termico per le due fasi. L'errore commesso adottando questa approssimazione si mantiene limitato, perché le due temperature sono presenti in entrambi i casi sottoforma di differenziale e non in valore assoluto. Secondo la convenzione adottata, i due termini assumono valore positivo quando il calore viene ceduto dal solido al gas.

L'ultimo termine che occorre valutare è quello relativo alle perdite termiche $Q_{P,S}$ attraverso la porzione della parete del tamburo posta a contatto con il solido. Si ricorda l'equazione del termine C_S che rappresenta la percentuale della circonferenza del cilindro a contatto con il solido; le perdite termiche possono quindi essere ricavate attraverso la seguente:

$$[Eq. 6.141] \quad Q_{P,S} = \frac{T_S - T_{est}}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi * k_{us}(T_S) * \Delta x} + \frac{\ln(r_3/r_1)}{2\pi * k_{is}(T_S) * \Delta x} + \frac{1}{2\pi r_3 \Delta x h_{est}}} * C_S$$

Avendo chiarito il significato dei vari termini si passa a scrivere in forma estesa l'equazione di bilancio termico per la fase solida:

$$[\text{Eq. 6.142}] \quad \dot{Q}_S^i + \dot{Q}_{\text{CHAR}} = \dot{Q}_{\text{SL}} + \dot{Q}_{\text{SG}} + \dot{Q}_{\text{P,S}} + \dot{Q}_S^u$$

[Eq. 6.143]

$$\begin{aligned} & (c_{pC} * M_C^i + c_{pV} * M_V^i + c_{pCe} * M_{Cep}^i + c_{pC} * M_{char}^i + c_{pCe} * M_{Ce}^i) * (T_S^i - T_{RIF}) + \Delta M_{char}^D * \overline{PCI}_{char} = \\ & \Delta M_{moist} * \Delta H_{EV}^{lat} + c_{pVOL} * \Delta M_V * (T_S^i - T_{RIF}) + \left(\sum_j c_{pj} * M_j \right)_{PC} * (T_S^i - T_{RIF}) - h * S_{CONV} * (T_G^i - T_S^i) + \\ & + Q_{P,S} + (c_{pC} * M_C^u + c_{pV} * M_V^u + c_{pCe} * M_{Cep}^u + c_{pC} * M_{char}^u + c_{pCe} * M_{Ce}^u) * (T_S^u - T_{RIF}) + Q_{rad_sol_gas} + \\ & Q_{rad_sol_par} + Q_{rad_long_gas_sol} \end{aligned}$$

Note le condizioni in ingresso del volume in esame e quindi determinata anche la cinetica dei processi di volatilizzazione, formazione e combustione del char ed evaporazione, unica incognita dell'equazione precedente rimane la temperatura di uscita del solido T_S^u . Tale termine compare nel carico entalpico dei flussi di massa uscenti e nel termine delle dispersioni termiche. Questo problema di bilancio viene risolto introducendo un vettore di temperature di tentativo, tale vettore partendo da 1°C arriva a 2000°C con passo 0,01; per ogni valore viene calcolato sia il termine sinistro sia il termine destro dell'equazione di bilancio ed una volta effettuata tale operazione, si calcola il modulo della differenza tra i due termini. L'indice del vettore delle temperature per il quale risulta minima la differenza dei due termini individua la temperatura di uscita del solido dal volume di controllo considerato.

6.7.1.3 Bilancio termico per il comparto gassoso

Analogamente a quanto fatto per la fase solida, per descrivere il bilancio termico per la materia presente allo stato gassoso nel volume di controllo si deve considerare il contenuto entalpico della corrente gassosa in ingresso Q_G^i , la potenza termica fornita dalla combustione in fase gassosa dei volatili e del CO (Q_{VOL} e Q_{CO}), il termine $Q_{S,G}$ di scambio di energia con la fase solida, le dispersioni termiche verso l'esterno attraverso la porzione di parete a contatto con la fase gassosa $Q_{P,G}$ ed il contenuto entalpico Q_G^u

della corrente gassosa in uscita dal volume di controllo. L'espressione di bilancio in forma qualitativa è la seguente:

$$[Eq. 6.144] \quad Q_G^i + Q_{VOL} + Q_{CO} + Q_{SG} = Q_{P,G} + Q_G^u$$

Il termine Q_{SG} è lo stesso già valutato nell'analisi del bilancio per la fase solida. La sua espressione è la seguente:

$$[Eq. 6.145] \quad Q_{SG} = H_{VOL} + H_{PC} + Q_{CONV} + Q_{RAD} = \\ c_{pVOL} * \Delta M_V * (T_S^i - T_{RIF}) + \left(\sum_j c_{pj} * M_j \right)_{PC} * (T_S^i - T_{RIF}) - h * S_{CONV} * (T_G^i - T_S^i) - \\ - Q_{rad_sol_gas} - Q_{rad_long_gas_sol} + Q_{rad_long_gas_gas}$$

Q_{SG} è posto a primo membro perché, con le convenzioni dei segni adottate, i vari termini che lo compongono hanno segno positivo quando rappresentano una perdita di energia per la fase solida ed un acquisto della stessa per la fase gassosa. L'energia termica della corrente gassosa in ingresso all'elemento alla temperatura T_G^i è data dal contenuto entalpico H_G^i del flusso gassoso in ingresso:

$$[Eq. 6.146] \quad Q_G^i = H_G^i = \left(\sum_x c_{px}^i * M_x^i \right) * (T_G^i - T_{RIF}) \\ Q_G^u = H_G^u = \left(\sum_x c_{px}^u * M_x^u \right) * (T_G^u - T_{RIF})$$

Indicando con \overline{PCI}_{VOL} e \overline{PCI}_{CO} i poteri calorifici inferiori per unità di massa dei due composti, si avrà che le potenze termiche cedute al gas dalle reazioni di combustione dei volatili e del CO sono:

$$[Eq. 6.147] \quad Q_{VOL} = \Delta M_{VOL}^D * \overline{PCI}_{VOL} \\ Q_{CO} = \Delta M_{CO}^D * \overline{PCI}_{CO}$$

Per il termine relativo alla perdite termiche $Q_{P,G}$, attraverso la porzione della parete del tamburo posta a contatto con la fase gassosa, si ricorda che è stato già esplicitato in precedenza, nella quale $C_{G\%}$ è la percentuale del cilindro a contatto con il gas:

$$[\text{Eq. 6.148}] \quad \dot{Q}_{P,G} = \frac{T_G - T_{est}}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \cdot k_{us}(T_G) \cdot \Delta x} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi \cdot k_{is}(T_G) \cdot \Delta x} + \frac{1}{2\pi r_3 \Delta x h_{est}}} \cdot C_{G\%}$$

Si riporta di seguito in forma più estesa l'equazione di bilancio termico per la fase gassosa:

[Eq. 6.149]

$$\begin{aligned} & \left(\sum_x c_{px}^u * M_x^u \right) * (T_G^u - T_{RIF}) - \left(\sum_x c_{px}^i * M_x^i \right) * (T_G^i - T_{RIF}) = \\ & \Delta M_{VOL}^D * \overline{PCI}_{VOL} + \Delta M_{CO}^D * \overline{PCI}_{CO} + c_{pVOL} * \Delta M_V * (T_S^i - T_{RIF}) + \left(\sum_j c_{pj} * M_j \right)_{PC} * (T_S^i - T_{RIF}) + \\ & -h * S_{CONV} * (T_G^i - T_S^i) - Q_{rad_sol_gas} + Q_{rad_long_gas_gas} - Q_{rad_long_gas_sol} - Q_{P,G} \end{aligned}$$

Note le condizioni di ingresso nel volume in esame e, di conseguenza, determinate le cinetiche dei processi di combustione dei volatili e del monossido di carbonio, l'unica incognita dell'equazione precedente è la temperatura di uscita del gas T_G^u . Essa compare a primo membro e nel secondo membro all'interno del termine delle perdite termiche verso l'esterno del tamburo. Il bilancio viene risolto con le stesse modalità già presentate nella risoluzione del bilancio per la fase solida.

6.7.2 Modalità di risoluzione dell'intero sistema

Da quanto fin qui espresso, il modello di calcolo sopra elencato per essere applicabile (calcolando anche i flussi di calore per irraggiamento longitudinali), necessita di un profilo delle temperature di partenza sia per la fase solida sia per quella gassosa. Per risolvere tale problema si è fatto riferimento ad un diagramma di flusso che potesse permettere la risoluzione matematica corretta del modello e che inoltre rendesse possibile il raggiungimento della convergenza del sistema in esame. Lo schema che si è utilizzato è quello riportato di seguito nella Figura 6.23.

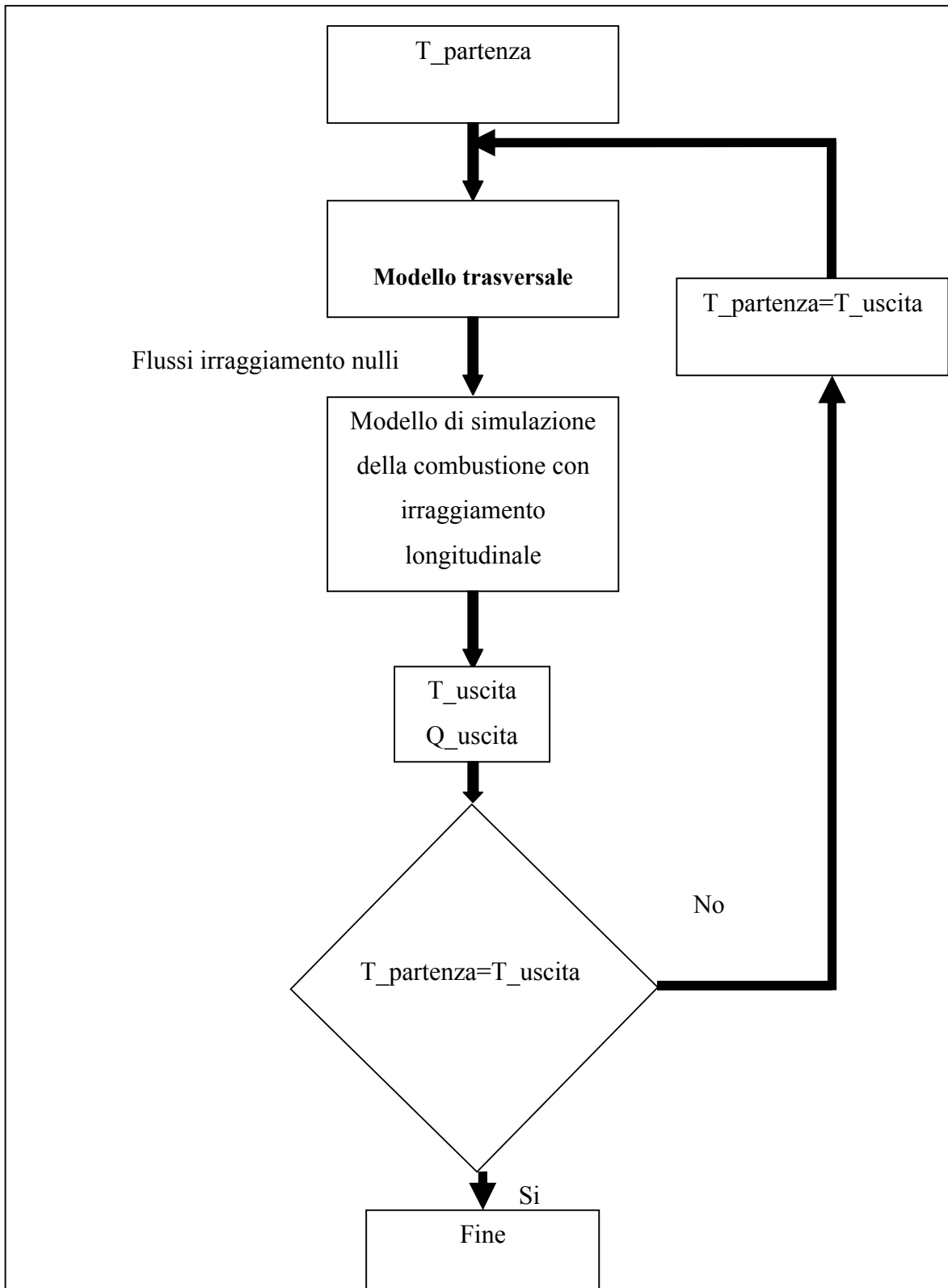


Figura 6.23: Procedura di risoluzione

Nell'andare a risolvere il modello quindi, il primo passo da compiere è quello, come detto in precedenza, di inserire come dati di input un profilo di temperature sia per la fase gassosa che per la fase solida; tali profili sono necessari per calcolare i flussi di calore per irraggiamento trasversale. I profili appena introdotti sono tali da rendere al primo passaggio, nulli i flussi appena menzionati e cioè si vanno ad introdurre degli andamenti di temperatura costanti (Figura 6.24).

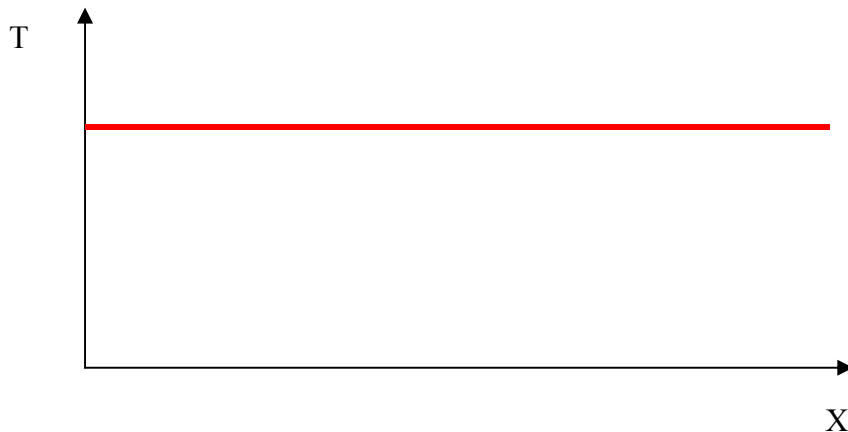


Figura 6.24: Profili di temperatura in ingresso al sistema

I flussi di calore così ottenuti vengono inseriti nelle equazioni di bilancio presentate in precedenza, in questo modo si tiene conto degli effetti che tale trasmissione di calore avrà su tutti gli altri parametri dell'equazione di bilancio.

In uscita da tale modello, che comprende al suo interno il modello per lo scambio di calore per irraggiamento longitudinale, si avrà un nuovo profilo delle temperature e delle portate delle diverse specie sia gassose sia solide, tali uscite però non corrispondono alla situazione reale del sistema in quanto i contributi di irraggiamento sono calcolati sulla base di profili di temperature diversi da quelli in uscita, quindi si procede in maniera iterativa rinviando i profili in uscita dal modello di simulazione della combustione al modello di simulazione per lo scambio per irraggiamento trasversale finché non si ottiene la convergenza, cioè, fino quando tra i profili contrassegnati come profili di partenza e quelli che si ottengono in uscita non c'è uno scostamento massimo che si può impostare come parametro del modello di simulazione complessivo.

7 Simulazione applicata all'impianto di riferimento

7.1 Dati di input

Il programma descritto e analizzato nel capitolo 6 è stato quindi testato e applicato nell'impianto di termodistruzione dell'AMA SpA di Ponte Malnome (impianto di riferimento).

Per l'applicazione di questo modello all'impianto in oggetto sono state quindi immesse nello stesso tutta una serie di dati di input (condizioni al contorno) specifiche dell'impianto test in modo da confrontare i risultati ottenuti in uscita dal modello con quelli verificati sperimentalmente nell'impianto stesso.

7.1.1 Caratterizzazione rifiuto in ingresso

La tipologia di rifiuti che viene trattata dall'impianto di ponte Malnome è come meglio spiegato più sopra estremamente eterogenea in quanto sono presenti materiali in differenti stati di aggregazione. Si riporta a titolo esemplificativo un'analisi merceologica per la caratterizzazione della composizione media dei rifiuti smaltiti dall'impianto (Tabella 7.1):

Tabella 7.1: Composizione merceologica media del rifiuto trattato

Frazione merceologica	% in peso
Organici biologici	1,05
Plastiche	39,23
Tessili	4,45
Cartacei	18,07
Liquidi	9,86
Pannolini	12,34
Cuoio - Gomme	3,82
Vari	0,32
Sottovaglio	3,38
Metalli	1,32
Vetro - Inerti	6,16

Questi dati sono stati integrati con altri provenienti dalla letteratura riguardanti la composizione delle frazioni merceologiche, per ciascuna delle quali viene indicato il

contenuto di umidità, di ceneri, di materia combustibile volatile e fissa, oltre che la composizione elementare negli elementi carbonio, idrogeno, ossigeno, azoto e zolfo (Tchobanoglous *et al*, 1993).

I dati bibliografici riguardano però componenti merceologiche di rifiuti solidi urbani ed industriali; ci si trova quindi davanti al problema di una identificazione delle classi di rifiuti non omogenea rispetto a quella dei rifiuti trattati nell'impianto in oggetto. Per risolvere questo problema è stato necessario compiere alcune scelte ed effettuare delle ipotesi su alcuni aspetti del rifiuto ospedaliero trattato (Tabella 7.2 e Tabella 7.3):

- per la frazione organici biologici sono stati adottati i valori relativi ai rifiuti alimentari;
- la composizione adottata per i liquidi prevede un contenuto di sostanza volatile pari in percentuale a quello degli organici biologici, con l'assenza del carbonio fisso e delle ceneri;
- plastiche leggere e plastiche pesanti sono state accorpate in un'unica classe quella delle plastiche;
- per la frazione vari si è assunta una composizione che rispecchiasse quella dell'insieme complessivo dei rifiuti, ottenuta come media pesata dai valori delle altre frazioni utilizzando come pesi le percentuali delle ciascuna frazione all'interno del rifiuto riportate in Tabella 7.1;
- i dati di letteratura riportano separatamente le composizioni elementari per il cuoio e per le gomme; poiché nel rifiuto ospedaliero sono trattati come unica frazione si è ipotizzata una ripartizione percentuale delle quantità dei due materiali all'interno di essa; in particolare si è pensato ad un 40% in peso per il cuoio ed un 60% per le gomme;
- l'assenza di informazioni bibliografiche riguardante la frazione merceologica dei pannolini, che costituisce una percentuale non trascurabile del rifiuto sanitario in oggetto, ha reso necessaria la sua scomposizione in tre componenti per le quali fosse nota la composizione elementare; in particolare si considera la presenza in peso di organici biologici nella misura del 20% e di cartacei e plastica per il 40% ciascuno.

Tabella 7.2: Composizione media del rifiuto trattato

Frazione merceologica	Umidità %	Volatili %	CHAR %	Ceneri %
Organici biologici	70,0	21,4	3,6	5,0
Cartacei	10,3	75,9	8,4	5,4
Plastiche	0,2	95,8	2,0	2,0
Tessili	10,0	66,0	17,5	6,5
Cuoio - Gomme	2,17	82,36	5,66	9,81
Pannolini	18,2	72,96	4,88	3,96
Liquidi	78,6	21,4	0,0	0,0
Vari	12,7	69,9	4,2	13,2
Sottovaglio	3,2	20,5	6,3	70,0
Metalli	2,0	0,0	0,0	98,0
Vetro - Inerti	2,0	0,0	0,0	98,0

Tabella 7.3: Composizione elementale del rifiuto trattato

Frazione merceologica	C	H	O	N	S	Ceneri
Organici biologici	48,0	6,4	37,6	2,6	0,4	5,0
Cartacei	43,4	5,8	44,3	0,3	0,2	6,0
Plastiche	60,0	7,2	22,8	0,0	0,0	10,0
Tessili	48,0	6,4	40,0	2,2	0,2	3,2
Cuoio - Gomme	68,7	8,6	1,2	1,0	1,5	19,0
Pannolini	51,0	6,5	34,3	0,6	0,2	7,4
Liquidi	48,0	6,4	37,6	2,6	0,4	5,0
Vari	48,7	6,1	27,4	0,6	0,2	17,0
Sottovaglio	24,3	3,0	4,0	0,5	0,2	68,0
Metalli	0,5	0,1	0,4	0,1	0,0	98,9
Vetro - Inerti	4,5	0,6	4,3	0,1	0,0	90,5

Dalle quali si può avere la seguente composizione chimica del rifiuto (Tabella 7.4) (Tchobanoglous *et al.*, 1993) :

Tabella 7.4: Composizione chimica media del rifiuto trattato

Elemento	% in peso
Umidità	21,46
Zolfo	1,84
Azoto	0,77
Carbonio	33,98
Ceneri ed inerti	14,48
Ossigeno	9,49
Idrogeno	5,72
Cloro	2,51

Sulla base dei dati precedenti è possibile determinare le percentuali in peso di umidità, di cenere e degli elementi: carbonio, ossigeno, azoto nel rifiuto, ovvero le quantità in grammi delle sostanze suddette presenti in 100 grammi di rifiuto umido tal quale, nonché la composizione in peso della frazione organica combustibile; detta analisi, ha un duplice scopo: da un lato consente di determinare la composizione molare della frazione combustibile e quindi la sua formula chimica approssimata nella forma $C_aH_bO_cN_dS_e$ necessaria per determinare la quantità stechiometrica di aria comburente necessaria, e dei vari composti gassosi che costituiranno i fumi prodotti dalla combustione; dall'altro la stessa analisi permette una caratterizzazione del rifiuto dal punto di vista energetico, consentendo di determinare il potere calorifico superiore ed inferiore del rifiuto.

La formula chimica approssimata del rifiuto avente le caratteristiche riportate nella Tabella 7.4 è la seguente (Tchobanoglous *et al*, 1993):



Il potere calorifico superiore viene calcolato utilizzando la formula di Dulong modificata (Kathiranvale *et al*, 2003):

[Eq. 7.2]

$$PCS \text{ (kcal/kg)} = 80,56C\% + 338,89(H\% - 1/8 O\%) + 5,56N\% + 22,22S\%$$

mentre il potere calorico inferiore è dato da:

[Eq. 7.3]
$$PCI \text{ (kcal/kg)} = PCS - 6,06 (U\% + 9 H\%)$$

nelle quali i simboli C%, H%, O%, N%, S%, ed U%, indicano le percentuali in peso dei vari elementi e dell'umidità sul rifiuto umido tal quale. Si può osservare come la formula del potere calorifico inferiore tenga conto dell'acqua presente nel rifiuto sia sottoforma di umidità che strutturale, si fa inoltre l'ipotesi che l'ossigeno presente nel rifiuto sia legato all'idrogeno a costituire acqua strutturale. Sostituendo le percentuali in peso ricavate per il rifiuto sanitario in esame nelle formule precedenti si ottengono i seguenti valori dei poteri calorifici del rifiuto tal quale:

PCS = 4293 Kcal/Kg di rifiuto

PCI = 3925 Kcal/Kg di rifiuto

Sarebbe stato possibile confrontare il valore del potere calorifico ottenuto con la formula di Dulong con quello ottenibile a partire dalla composizione percentuale in peso del rifiuto tal quale e dai dati di letteratura sul contenuto energetico in termini di potere calorifico inferiore di alcune classi di rifiuto (Lategano *et al*, 2008).

Si è preferito però impostare l'analisi nel modo illustrato in quanto ciò permette di estendere la trattazione ad altri tipi di rifiuto ed eventualmente di fare delle analisi di sensibilità nei confronti delle diverse ipotesi sulla composizione merceologica. L'analisi delle singole frazioni sarebbe stata comunque necessaria per determinare separatamente la composizione chimica ed i poteri calorifici delle componenti volatili e fissa del rifiuto.

Un eventuale affinamento di tale analisi si sarebbe potuto sviluppare andando a caratterizzare dal punto di vista energetico e della composizione chimica tutte le frazioni merceologiche presenti all'interno del rifiuto in oggetto. In questo si sarebbero trovati gli elementi costituenti e il potere calorifico di ogni frazione merceologica per il rifiuto in oggetto senza dover ricorrere a valori di letteratura e di conseguenza non necessariamente rappresentativi del tipo di rifiuto in oggetto (Lategano *et al*, 2008).

All'interno del modello però come dato di input è necessario il potere calorifico diviso per le due componenti (char e volatili) e di conseguenza le stesse elaborazioni effettuate in precedenza per la determinazione della formula approssimata del rifiuto e del potere calorifico superiore ed inferiore si dovranno ripetere, tenendo in considerazione che in ciascuna delle due componenti si mantengano le stesse proporzioni tra i vari elementi chimici che si avevano nel rifiuto considerato indistinto, e che la frazione combustibile del rifiuto si divide tra la sostanza fissa (char) e quella volatile secondo le percentuali di Tabella 7.5.

La caratterizzazione energetica della frazione volatile e della sostanza carboniosa fissa viene effettuata secondo uno schema del tutto analogo a quello eseguito per il rifiuto nel suo insieme ad eccezione del fatto che nella formula di Dulong si inseriscono le percentuali in peso riferite alla sola frazione di interesse ottenendo così i poteri calorifici

per unità di massa di sostanza volatile e di char. Si noti che nel calcolo del potere calorifico inferiore non rientra l'umidità in quanto si sta analizzando esclusivamente la frazione combustibile secca.

Tabella 7.5: Suddivisione della frazione combustibile tra CHAR e Volatili

Frazione merceologica	Volatili	CHAR
Organici biologici	86	14
Cartacei	90	10
Plastiche	98	2
Tessili	79	21
Cuoio - Gomme	93	7
Pannolini	93	7
Liquidi	100	0
Vari	94	6
Sottovaglio	76	24
Metalli	0	0
Vetro - Inerti	0	0

Le formule chimiche approssimate ed i poteri calorifici trovati per le due componenti sono riportati nella seguente tabella (Tabella 7.6):

Tabella 7.6: Composizione chimica e potere calorifico di CHAR e Volatili

Frazione	C	H	O	N	S	PCS	PCI
CHAR	544	831	269	7	1	5333	5317
Volatili	890	1316	350	6	1	4070	3796

7.1.2 Ipotesi semplificative

In questo paragrafo si riassumono tutte le ipotesi semplificative che stanno alla base della scrittura del modello di simulazione. Le ipotesi in oggetto sono state immesse all'interno del modello in modo da limitare le grandezze in gioco senza però al tempo stesso perdere informazioni che sarebbero potute risultare molto importanti per la risoluzione delle incognite e per migliorare la precisione del modello di simulazione; le ipotesi introdotte sono le seguenti (Marias, 2003; Mujumdar and Ranada, 2006):

- Composizione del rifiuto omogenea e costante nel tempo, potere calorifico costante ed uniforme per tutta la portata di rifiuti;
- Alimentazione dei rifiuti costante ed uniforme;
- Velocità di avanzamento dei rifiuti costante nel tempo;
- Camera di combustione in condizione di regime e in regime stazionario;
- Divisione della camera di combustione in un predeterminato numero di volumi elementari;
- I valori di interesse variano solamente lungo l'asse di avanzamento del rifiuto mentre rimangono costanti lungo il raggio e l'altezza della camera di combustione;
- Suddivisione della camera di combustione nelle due parti occupate dalla fase solida e dalla fase gassosa;
- Non sono stati considerati i processi che portano alla formazione dei microinquinanti in camera di combustione (HCl, HF, Polveri etc.)
- Pareti della camera di combustione in equilibrio termico con la fase gassosa.

7.1.3 Determinazione costanti cinetiche

Le costanti cinetiche utilizzate all'interno del modello per le reazioni di formazione della sostanza volatile e del char come anticipato nel capitolo precedente sono state prese dalla letteratura per applicazioni simili (Shin and Choi, 2000). È da sottolineare però che in letteratura è stato impossibile trovare schematizzazioni che riguardassero i rifiuti sanitari quindi i valori trovati in letteratura sono stati utilizzati nella fase preliminare del modello (Tabella 7.7) e poi sono stati corretti e validati in base ai risultati ottenuti con il programma e al loro raffronto con i dati ottenuti sperimentalmente nell'impianto test di Ponte Malnome in modo da permettere la scrittura finale del modello di calcolo (Boateng and Barr, 1996) utilizzando i dati di Tabella 7.8.

Per quanto riguarda invece le costanti cinetiche per la combustione della sostanza carboniosa, dei volatili e del CO si sono presi a riferimenti i valori di letteratura, riportati nei rispettivi paragrafi, in quanto i prodotti formati per la composizione sia della fase char che soprattutto quella dei volatili e del CO hanno caratteristiche comuni

a tutti i processi di combustione dei combustibili solidi e non ha le peculiarità delle cinetiche di formazione che variano da combustibile a combustibile e anche da tipo di camera di combustione (Chan *et al*, 1985; Di Blasi, 1998; Font *et al*, 1990; Thurner, 1981).

Tabella 7.7: Costanti cinetiche di letteratura per la formazione di char e volatili

Costante	Di Blasi (1998)	Chan et al (1985)	Thurner (1981)	Font et al (1990)
Materiale	Legno di faggio	Legno di pino	Legno di quercia	Legno di mandorlo
E_{CHAR}^F [kJ/mol]	111,7	121	106,5	73,1
A_{CHAR}^F [1/s]	$3,2 \times 10^9$	$1,08 \times 10^7$	$7,377 \times 10^5$	$2,98 \times 10^3$
E_{VOL}^F [kJ/mol]	152,7	140	88,6	139,2
A_{VOL}^F [1/s]	$4,38 \times 10^9$	$1,3 \times 10^8$	14345	$1,52 \times 10^7$

Tabella 7.8: Costanti cinetiche effettivamente utilizzate per la formazione di char e volatili

Costante	Valore
E_{CHAR}^F [kJ/mol]	73,1
A_{CHAR}^F [1/s]	$2,98 \times 10^3$
E_{VOL}^F [kJ/mol]	88,6
A_{VOL}^F [1/s]	14345

7.1.4 Geometria e materiali della camera di combustione

In questo paragrafo sono riassunti i dati geometrici della camera di combustione ottenuti tramite dei rilievi effettuati proprio all'interno della camera di combustione dell'impianto in oggetto (Tabella 7.10) e le temperature e le portate utilizzate all'interno del modello come dati di input per le condizioni al contorno da utilizzare all'interno del modello (Tabella 7.9).

Tabella 7.9: Temperature e portate di input al modello

Temperature e portate di input al modello	
Temperatura ingresso dell'aria	660 °C
Temperatura ingresso del rifiuto	660 °C
Portata di alimentazione del rifiuto	1690 kg/h
Eccesso d'aria	1
Temperatura ambiente	15 °C

Tabella 7.10: Geometria e materiali della camera di combustione

Geometria e materiali della camera di combustione	
Diametro interno tamburo	2,5 m
Lunghezza tamburo	10 m
Numero volumi della discretizzazione	20
Tempo di residenza del rifiuto	120 min
Coefficiente di scambio convettivo verso l'esterno	18 W/mK
Spessore materiale isolante termico	8 cm
Conducibilità termica isolante termico	1,25 W/mK (T=105 °C) 1,33 W/mK (T=850 °C) 1,46 W/mK (T=1100 °C)
Spessore materiale refrattario	22 cm
Conducibilità termica isolante termico	2,2 W/mK (T=400 °C) 2,21 W/mK (T=800 °C) 2,2 W/mK (T=1000 °C)

7.2 Risultati del modello

Facendo riferimento ai dati geometrici e a quelli di temperature e portate elencate nella paragrafo 7.1 di seguito si riportano i risultati delle elaborazioni del modello, riassunti per semplicità di schematizzazione in cinque grafici, comprendenti gli andamenti delle portate di gas e di rifiuti all'interno della camera di combustione e le temperature all'interno e all'esterno della camera di combustione stessa.

Osservando la Figura 7.1 si nota come il contenuto di umidità, nonostante vi siano delle temperature ben superiori ai 100°C, si mantenga diverso da zero per una lunghezza pari a circa 1,5 metri dalla sezione di ingresso del tamburo rotante. La particolarità di avere, all'interno dello stesso elemento di volume, la coesistenza sia di un certo quantitativo di umidità residua sia di fenomeni di volatilizzazione del rifiuto solido non comporta quindi un assurdo fisico.

Tale situazione può essere spiegata dalle caratteristiche di pezzatura e disomogeneità del rifiuto in esame, inoltre, considerata l'entità del volume solido preso in considerazione, è impossibile pensare che l'umidità residua sia distribuita omogeneamente all'interno del rifiuto; da quanto appena enunciato si può ragionevolmente assumere, che all'interno del volume elementare scelto, coesistano porzioni di solido già essiccate per le quali, in accordo con le temperature vigenti, sia già iniziata la fase di pirolisi ed, altre porzioni nelle quali il rifiuto sia ancora umido.

Per quanto riguarda la cenere (le scorie pesanti) si può osservare come abbia un *trend* crescente nel verso di avanzamento del rifiuto arrivando a saturazione nel momento in cui si evince che dovrebbe terminare la combustione; di pari passo diminuiscono le portate di rifiuto liquidi e solidi che tendono a scendere molto velocemente nei primi metri della camera di combustione mentre verso il termine della stessa la loro portata tende a dei valori pressoché costanti.

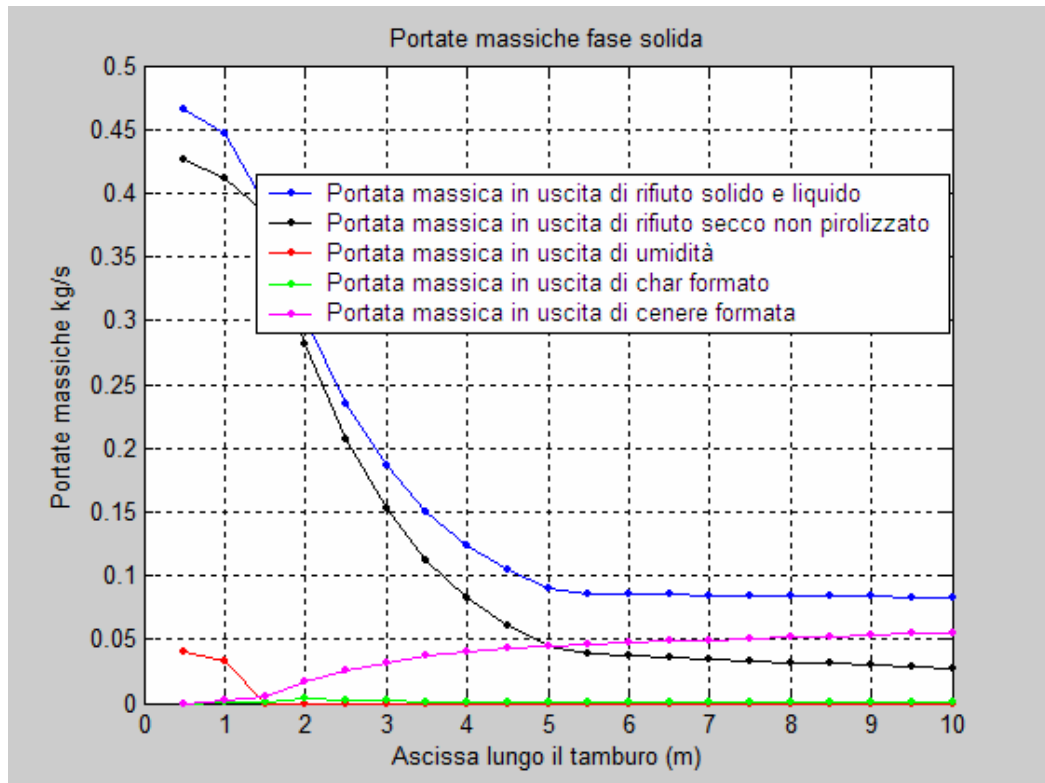


Figura 7.1: Portate delle componenti in fase solida e dell'umidità

Si può quindi ipotizzare che verso il 7°-8° metro della camera di combustione i processi di combustione vera e propria tendono ad esaurirsi lasciando solo in atto il fenomeno del completamento della combustione delle scorie.

Come detto nei capitoli precedenti, nei combustibili solidi di pezzatura rilevante, la presenza di umidità all'interno della massa solida comporta un difficile processo di trasferimento di calore, causando quindi l'esistenza di zone a temperatura anche molto diversa; si possono avere quindi condizioni nelle quali una certa quantità di umidità residua viene trattenuta dal rifiuto addirittura fino a quando non si è avuto il consumo del 90-95% della massa solida. Considerando il char, si può osservare che la sua portata

raggiunge valori molto ridotti rispetto a quella che è la portata di rifiuto nel tamburo rotante, tale situazione si giustifica considerando che, oltre al fenomeno della formazione si deve considerare un simultaneo fenomeno di distruzione. Ovviamente il processo appena descritto non risulta essere costante, ovvero in generale, si può osservare una zona in cui prevale la velocità di formazione del char, con un conseguente aumento della portata in ingresso, una zona in cui si ha equilibrio tra formazione e distruzione, ed infine, quando la portata di rifiuto disponibile al fenomeno della pirolisi diminuisce e volge al termine, una zona in cui prevale la velocità di distruzione che porta all'esaurimento della massa considerata (Figura 7.2).

Un discorso analogo sulla coesistenza del fenomeno della formazione e distruzione può essere effettuato considerando anche la portata di sostanza volatile combustibile all'interno del tamburo rotante (Figura 7.2).

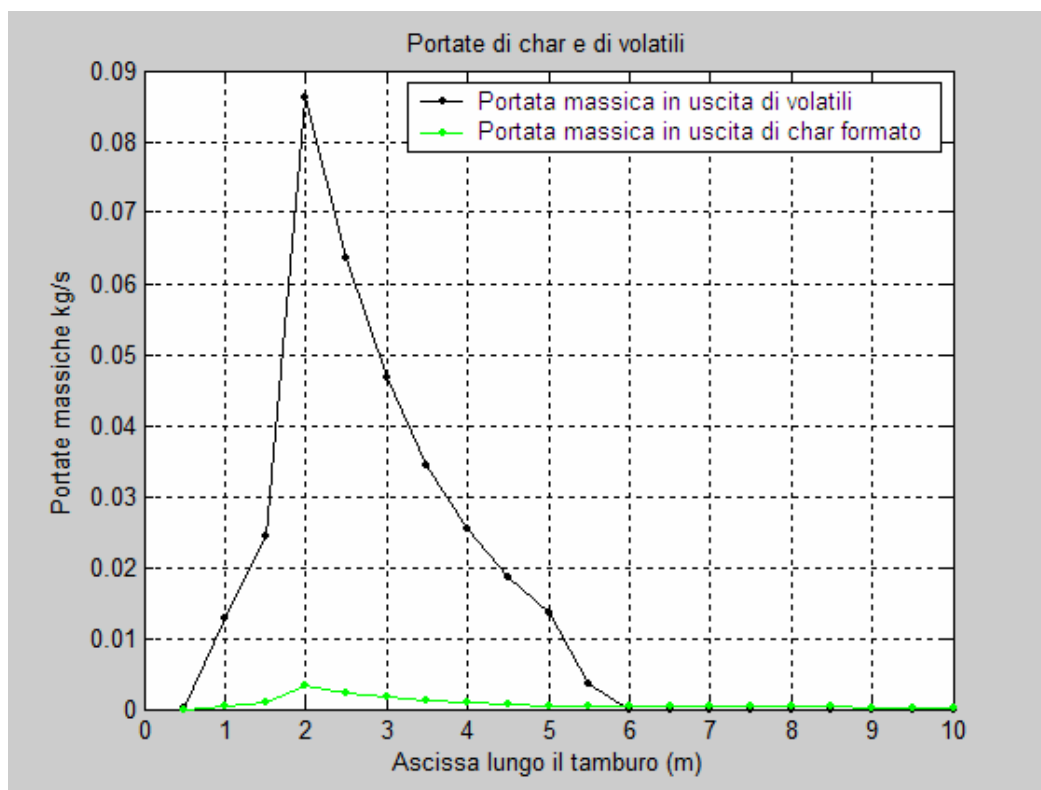


Figura 7.2: Portate di char e volatili formati in camera di combustione

Anche dal grafico delle portate gassose si riesce ad osservare come il termine della combustione avvenga intorno al 7°-8° metro del tamburo rotante poiché appare molto

evidente il trend dell'ossigeno e dell'anidride carbonica che mostrano i seguenti comportamenti (Figura 7.3):

- l'ossigeno, che viene consumato per permettere il fenomeno della combustione, diminuisce nel verso di avanzamento del rifiuto fino al 7°-8° metro.
- l'anidride carbonica formata direttamente dalla combustione del char e secondariamente dal CO prodotto dalla combustione incompleta del char tende a crescere fin quando i fenomeni di combustione sono attivi (7°-8° metro) dopodichè si mantiene costante fino alla fine della camera di combustione;
- il vapore acqueo derivante dalla somma del vapore formato sia per l'evaporazione sia come prodotto della combustione aumenta con l'avanzare dell'asse del tamburo ma si esaurisce quasi del tutto dopo circa 2;

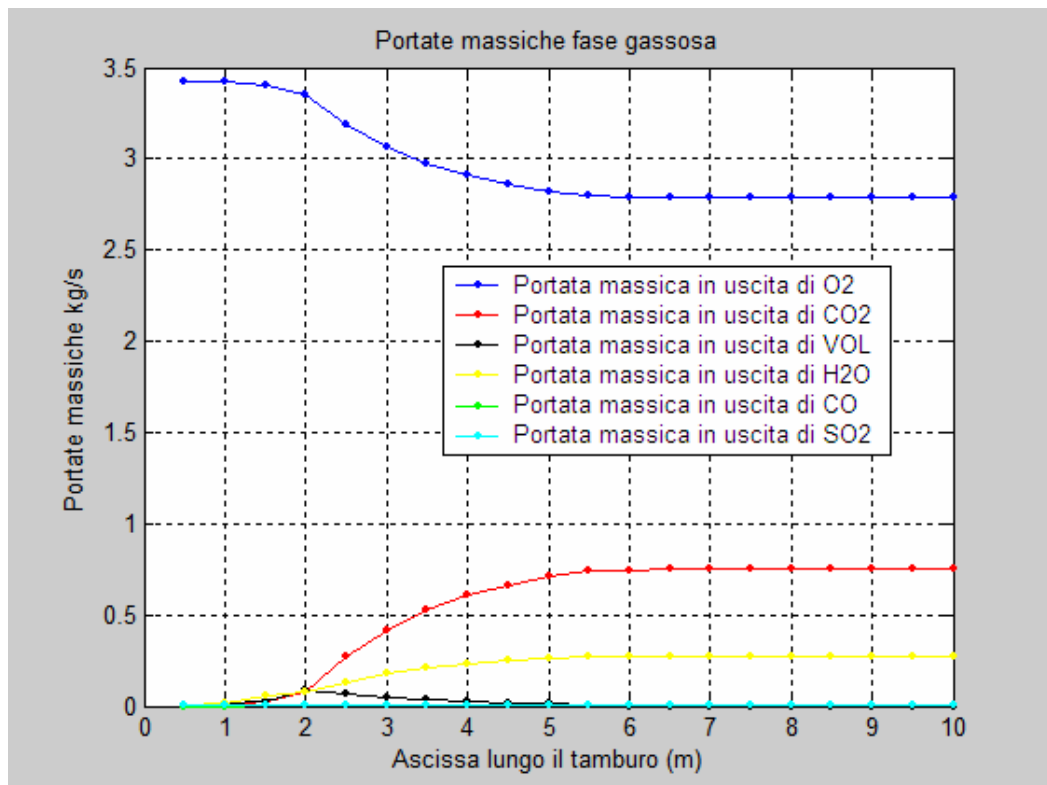


Figura 7.3: Portate dei composti gassosi

- il monossido di carbonio risulta essere trascurabile in quanto viene rapidamente ossidato a CO₂;

- l'anidride solforosa risulta essere trascurabile anch'esso rispetto agli altri in quanto la quantità di zolfo presente all'interno del rifiuto alimentato è abbastanza limitata così come indicata dalla formula chimica approssimata del rifiuto indicata nel paragrafo 7.1.1.

Le temperature interne ottenute dalla simulazione effettuata possono essere osservate nel diagramma di Figura 7.4. Si nota prima di tutto che sia le temperature massime che quelle in uscita rientrano negli intervalli usuali di esercizio ed in particolare si ha per la fase gassosa una temperatura variabile tra i 900 e i 1000°C.

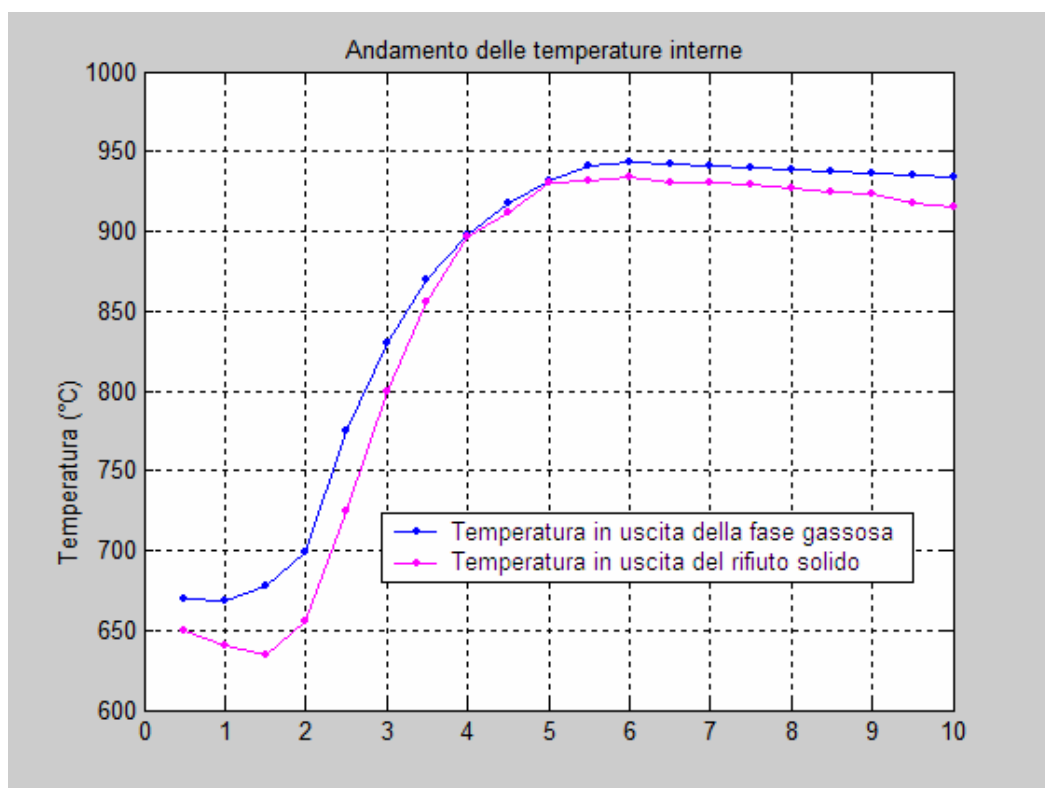


Figura 7.4: Andamenti delle temperature interne della camera di combustione

Anche da questa figura appare evidente il repentino aumento della temperatura in camera di combustione nei primi metri fino la metà della stessa, da quel punto in poi si ha un mantenimento delle temperature e una leggera diminuzione delle stesse verso il termine della camera di combustione, sia a causa delle dispersioni con la camera di post-combustione sia a causa dell'esaurirsi della fase centrale della combustione dei rifiuti.

Parallelamente alla temperature interne della camera di combustione il modello, una volta considerate le caratteristiche dei materiali costituenti la camera di combustione (Tabella 7.10) e le dispersioni di calore verso l'esterno del tamburo, è possibile calcolare gli andamenti delle temperature superficiali calcolate sul mantello esterno della camera di combustione (Figura 7.5).

Analogamente alle temperature interne anche quelle esterne presentano un aumento nella fase iniziale innalzandosi dai circa 150°C iniziali fino ai 230°C degli ultimi volumi del tamburo dove sia per la fase gassosa che per la solida le temperature sono pressoché costanti.

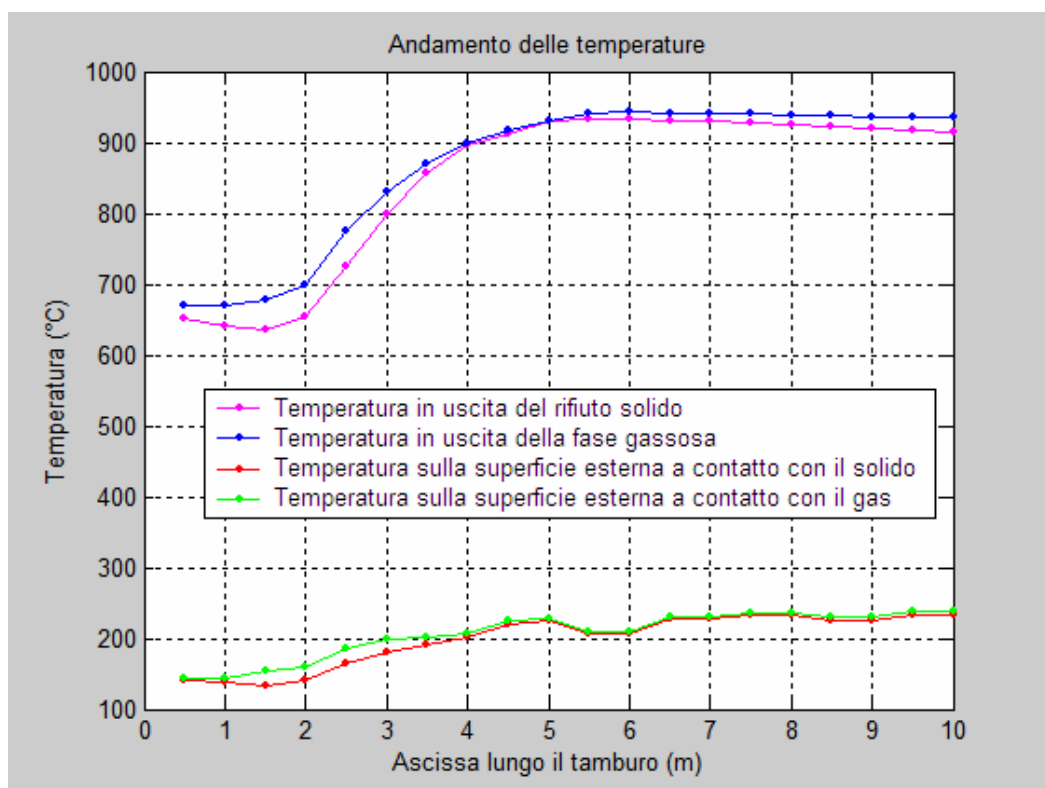


Figura 7.5: Andamenti delle temperature interne ed esterne della camera di combustione

7.3 Confronto con dati sperimentali

I risultati ottenuti descritti nel paragrafo 7.2 sono stati confrontati, in vista della validazione del modello e calibrazione della costanti cinetiche utilizzate, con i parametri di funzionamento dell'impianto di riferimento (Boateng and Barr, 1996).

L'acquisizione di tali dati è stata possibile grazie alla collaborazione con l'impianto di Ponte Malnome, il quale ha inoltre fornito la possibilità di accedere alle serie storiche dei dati di funzionamento del forno; i dati acquisiti e quindi disponibili, riguardano in particolare:

- Temperatura del rifiuto e dell'aria comburente in ingresso al tamburo;
- Temperatura delle scorie e dei fumi in uscita dalla camera di combustione;
- Temperatura sulla superficie esterna del tamburo.

Si devono a questo proposito però fare alcune considerazioni riguardo alle difficoltà che si incontrano nella misura di parametri relativi alla combustione nei tamburi rotanti. Ciò è dovuto sia alla necessità di tenuta della camera sia al movimento rotazionale del tamburo, effetti che rendono impossibile inserire all'interno del tamburo strumenti di misurazione della temperatura o della concentrazione dei composti nella fase gassosa. Infatti nel momento in cui si andasse ad inserire un sensore solidale con la parete interna del tamburo, quest'ultimo verrebbe a trovarsi, a causa della rotazione del tamburo, alternativamente a contatto sia con i fumi sia con il solido in combustione. Quanto finora descritto comporterebbe ovvi problemi sia di sporcamento che di resistenza dei materiali costituenti il sensore. Per ovviare a tali problematiche, durante la gestione della marcia dell'impianto, si può fare esclusivamente riferimento a valori che vengono misurati prima della sezione di ingresso al tamburo o dopo quella di uscita dei fumi e delle scorie. Il controllo dell'andamento della combustione all'interno della camera è svolto in modo qualitativo attraverso appositi oblò che permettono l'osservazione diretta.

Per ottenere i dati relativi alla temperatura superficiale del mantello costituente il cilindro, si è utilizzato uno strumento ad infrarossi per la rilevazione a distanza (Figura 7.6). Ovviamente, a causa del movimento di rotazione, la zona della parete del tamburo che si trova a contatto con i solidi in combustione o con i fumi varia in continuazione. Per tale motivo, pensando all'utilizzo dei dati a disposizione si è deciso di prendere come riferimento le temperature misurate nei punti A, B, C, D, E ed F (Figura 7.7) rappresentativi delle porzioni di tamburo a contatto rispettivamente con il gas e con il materiale solido.



Figura 7.6: Sonda ad infrarossi per la rilevazione della temperatura superficiale

In particolare si sono assunti come rappresentativi della temperatura superficiale della porzione di circonferenza a contatto con la fase gassosa i punti A, B, E ed F, mentre per la fase solida i punti D e C. Tale assunzione è nata dall'osservazione di quella che è la realtà fisica all'interno della camera di combustione nella quale si è verificato che la disposizione della materia solida presente è confrontabile con la situazione riportata nella Figura 7.7.

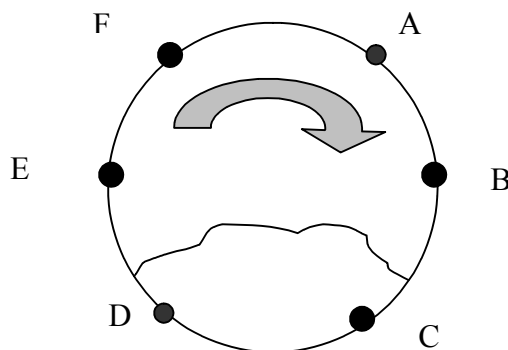


Figura 7.7: Punti di rilevamento della temperatura superficiale

Durante la campagna di misura si è ritenuto opportuno considerare un intervallo spaziale per effettuare le misure, pari ad un metro; per migliorare la precisione e la ripetibilità delle misure sono stati inoltre presi dei riferimenti indicanti sul tamburo rotante il punto esatto dove misurare la temperatura per evitare che le varie misure fossero incongruenti l'una con l'altra a causa di errori di misura e/o consumi localizzati di refrattario all'interno della camera di combustione (Figura 7.8).

Per ogni campagna di misura è stato considerato un intervallo temporale della durata di circa sei ore nella quale sono state effettuate misure ogni 30 minuti.



Figura 7.8: Riferimenti mobili per posizione di misura

Questi dati hanno reso possibile una rappresentazione grafica che ha permesso il confronto con i dati forniti dal modello di simulazione sviluppato. Nei diagrammi che seguono sono riportate le distribuzioni delle temperature superficiali lato solido e lato gas, rispettivamente, ed i relativi andamenti medi (Figura 7.9 e Figura 7.10):

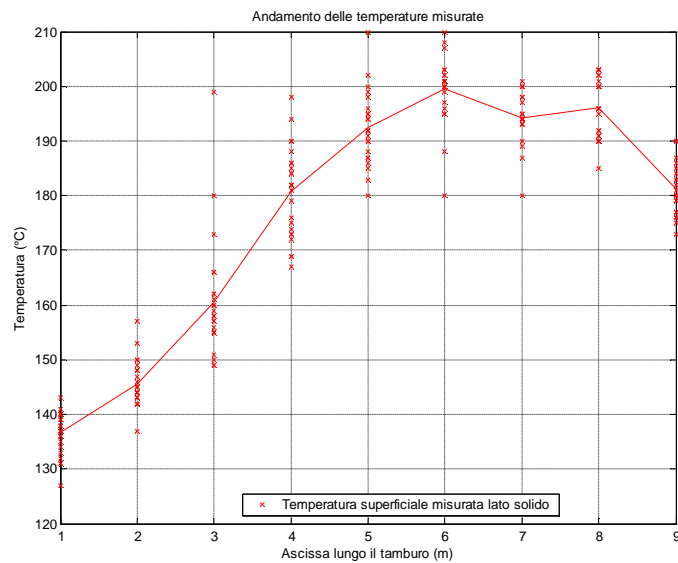


Figura 7.9: Distribuzione delle temperature superficiali lato solido e andamento medio

Come punto di partenza sono stati utilizzati i dati relativi alle temperature superficiali, sia per i punti che sono a contatto con la fase solida sia per i punti che sono a contatto con la fase gassosa; utilizzando tali dati è possibile calcolare i valori delle temperature

attese all'interno del tamburo rotante avendo a disposizione le caratteristiche termiche del materiale refrattario, del materiale isolante e della parete esterna, ed assumendo come temperatura indisturbata il valore della temperatura dell'ambiente esterno; in questo modo è stato possibile calcolare il flusso termico disperso dal tamburo verso l'esterno.

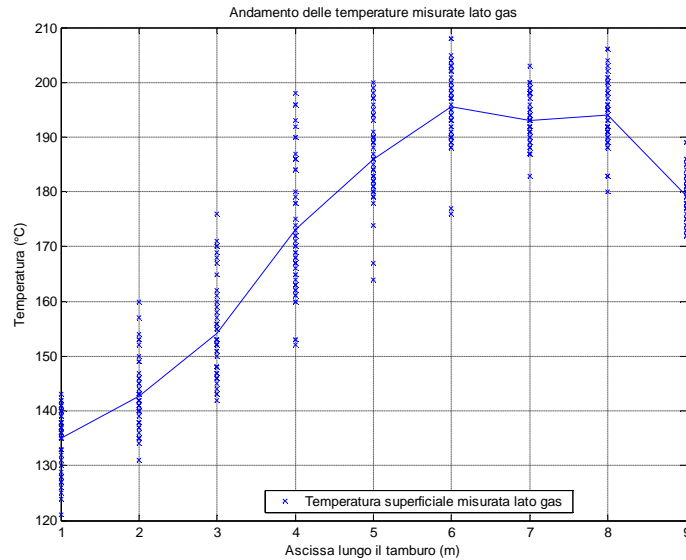


Figura 7.10: Distribuzione delle temperature superficiali lato gas e andamento medio

Il valore relativo al diametro interno del tamburo rotante è stato ottenuto tramite una campagna di misura effettuata *in situ*, ovvero all'interno del tamburo stesso; si sono scelti 20 punti di misura, distanti tra loro 0,5 metri, al fine di coprire tutto l'asse del forno. Una volta stabiliti tali valori, si sono reperiti sia i dati riguardanti lo spessore del materiale isolante, costante lungo tutto l'asse del tamburo, sia il diametro esterno del tamburo e per differenza si è ottenuto lo spessore del materiale refrattario che varia lungo l'asse. Tale flusso dovrà essere pari al flusso che attraversa i diversi strati di materiale che separano la superficie interna del tamburo rotante dall'ambiente esterno.

Le temperature interne calcolate attraverso il modello risultano essere valide in quanto, tramite delle termocoppie si sono potuti confrontare i valori calcolati con un intervallo di temperature misurate dalle stesse. Si è potuto osservare quindi che per le campagne di misura effettuate, le temperature attese rientrano nel campo delle temperature misurate. Le termocoppie di cui si sta parlando non sono però posizionate esattamente in

corrispondenza della sezione di ingresso e di uscita del tamburo rotante ma la loro collocazione la si può osservare nella Figura 7.11:

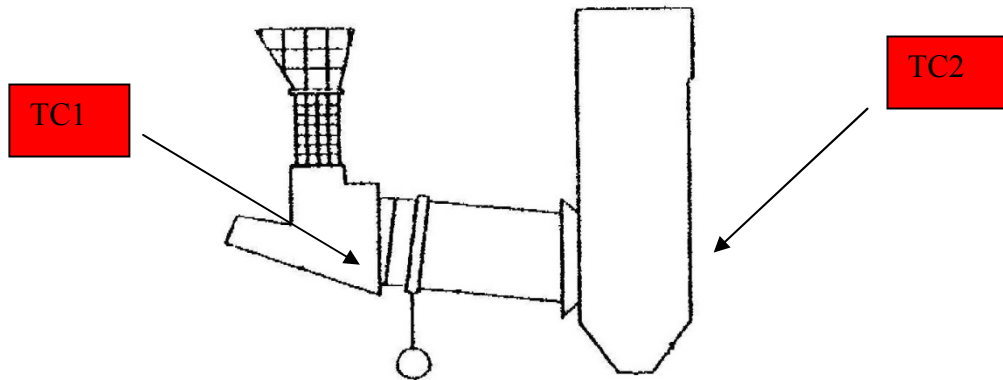


Figura 7.11: Posizionamento termocoppie

Si riportano quindi le temperature attese calcolate a partire dei valori di temperatura medi misurate nella parte esterna del tamburo rotante (Figura 7.12 e Figura 7.13):

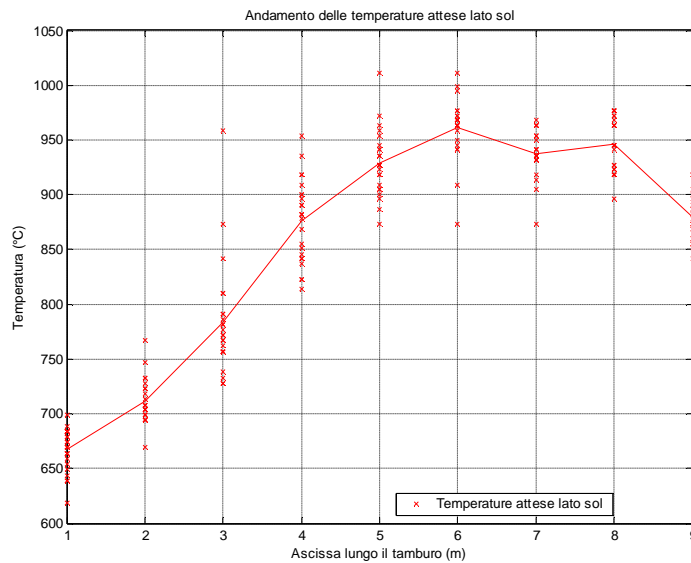


Figura 7.12: Distribuzione delle temperature interne e andamento medio lato solido

I valori di temperature esterne ed interne calcolati dal modello sono stati poi confrontati con quelli calcolati dal modello, per la fase gassosa e per la fase solida (Figura 7.14 e Figura 7.15 per le temperature esterne, Figura 7.16 e Figura 7.17 per le temperature esterne).

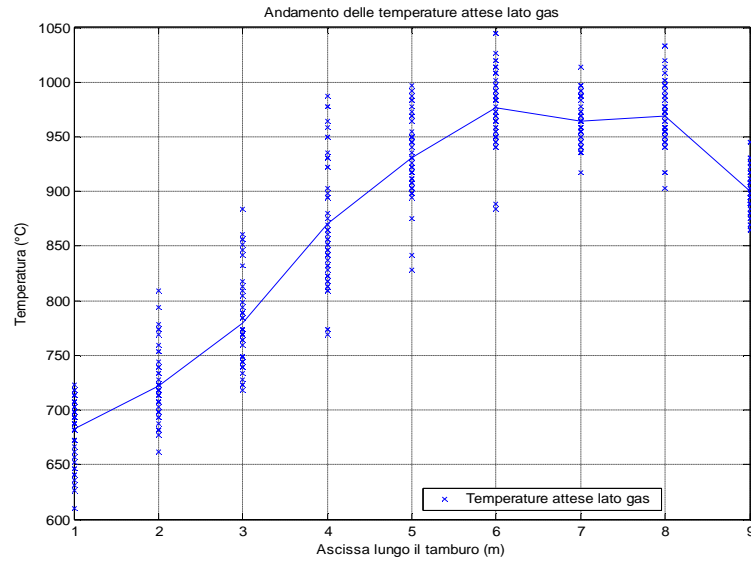


Figura 7.13: Distribuzione delle temperature interne e andamento medio lato gas

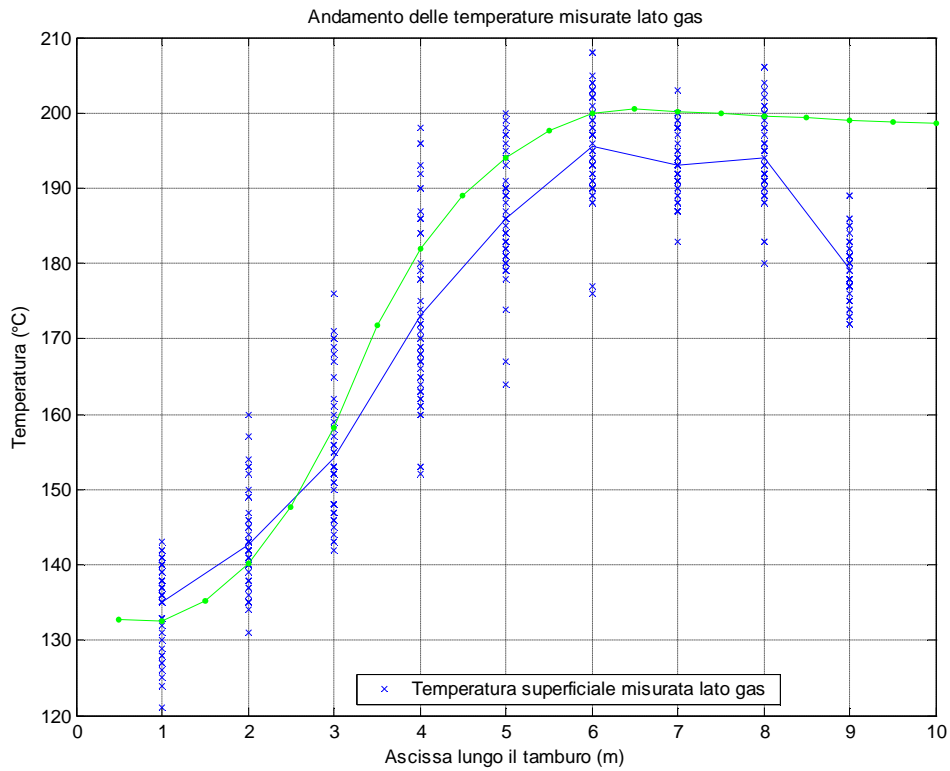


Figura 7.14: Andamento delle temperature superficiali lato gas

In entrambi i casi si sono ottenuti andamenti generali simili e ciò che è più importante i profili di temperatura ottenuti raggiungono i livelli massimi in zone del tamburo nelle quali, secondo l'osservazione dell'esperienza reale, si ottengono consumi maggiori del

materiale refrattario indicando quindi una corrispondenza tra il modello e la realtà fisica in esame. Osservando i due grafici si può notare come vi sia un allontanamento dei due andamenti in corrispondenza dei volumi finali.

Tale situazione è dovuta al fatto che nel modello di simulazione sviluppato non si è tenuto conto di tutti quei fenomeni fisici che possono intervenire ed influenzare sia la temperatura che in generale il comportamento finale del tamburo, oltre la lunghezza dello stesso. I fenomeni che vengono modellati e che risultano influenti per l'abbassamento della temperatura nella parte finale del tamburo rotante, riguardano sostanzialmente la dispersione di calore attraverso le pareti del forno e nella camera di post-combustione. Tale elemento non è comunque così importante da portare un declino della temperatura così pesante come quello riscontrato dalle misurazioni effettuate. Si nota inoltre che per quanto riguarda il profilo relativo al contatto con la fase solida, vi è una leggera sottostima da parte del modello di simulazione per il quale risulta molto più accentuato il decremento della temperatura in corrispondenza delle sezioni iniziali, ovvero nella zona in cui si ha il fenomeno della evaporazione dell'umidità dal rifiuto introdotto.

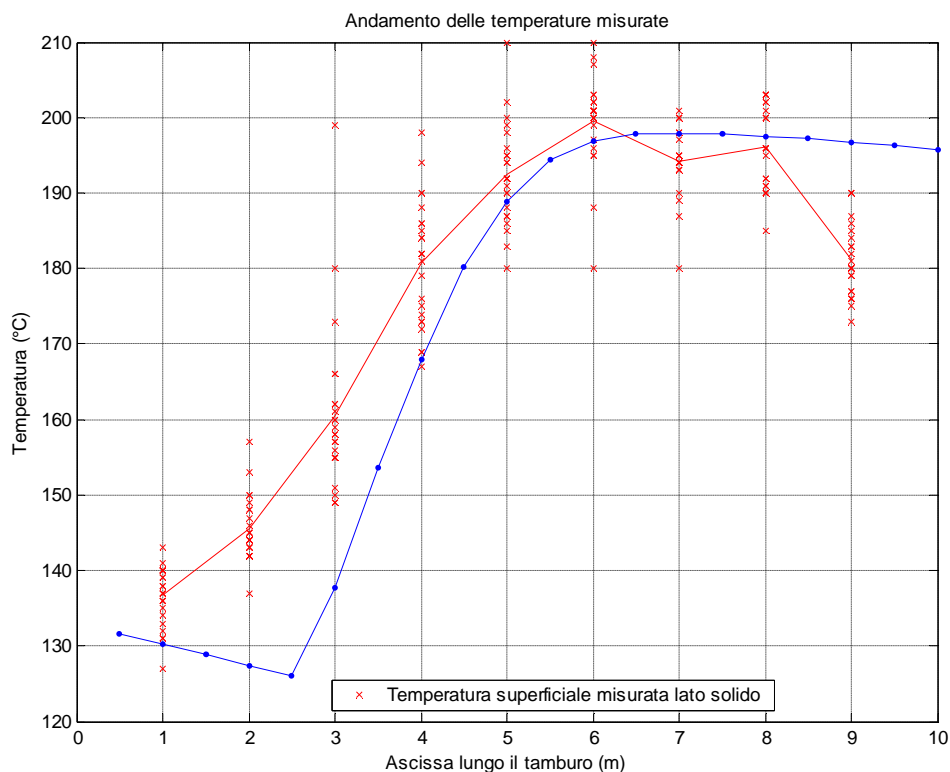


Figura 7.15: Andamento delle temperature superficiali lato solido

Tale fenomeno può trovare spiegazione nel fatto che anche in questo caso non si tiene conto del fatto che prima della sezione di ingresso al tamburo rotante vi è una precamera di alimentazione che può essere scenario di preriscaldamento del rifiuto sia per via del combustibile ausiliario, sia per via degli scambi di calore per irraggiamento visti. L'insieme di questi fattori può portare ad anticipare il fenomeno dell'evaporazione e quindi a non mostrare il decremento di temperatura della fase solida in prossimità della sezione di ingresso del forno.

Si può procedere in maniera analoga considerando i profili delle temperature attese per le fasi gassose e solide e quelle calcolate dal modello le quali mostrano un andamento e delle peculiarità identiche al precedente caso; si riportano di seguito i risultati relativi alle temperature lato gas e lato solido (Figura 7.16 e Figura 7.17):

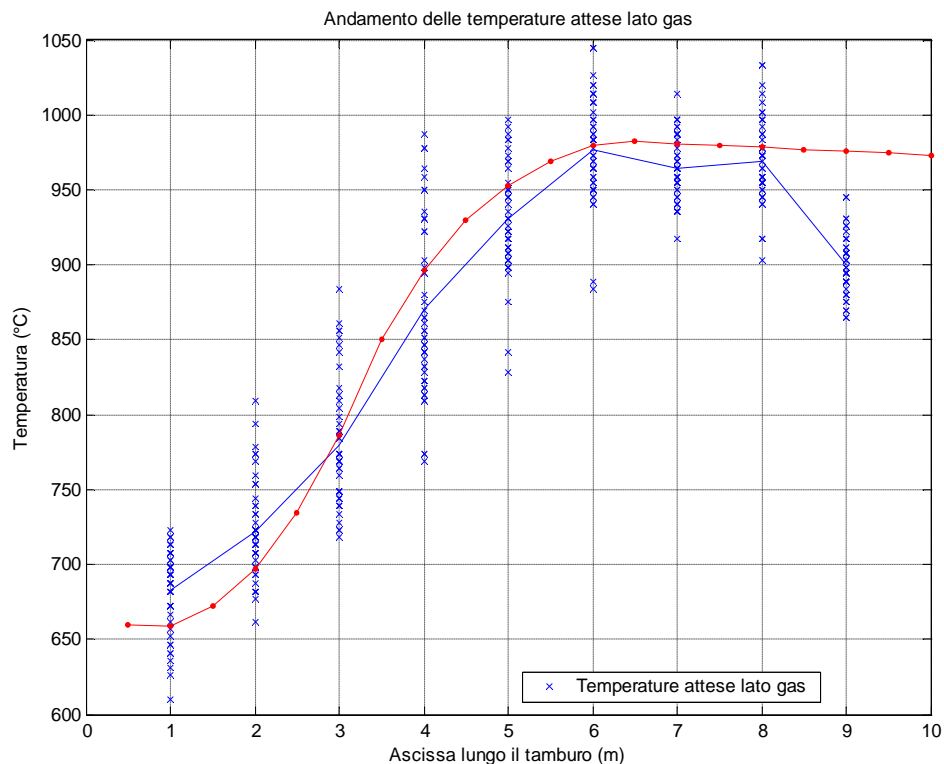


Figura 7.16: Andamento delle temperature interne lato gas

Per concludere questa trattazione ed avere un'idea di quanto possa essere valido il modello introdotto, è possibile calcolare lo scostamento percentuale massimo e medio tra i valori calcolati con il modello di simulazione ed i valori ricavati sperimentalmente. Per quel che riguarda la fase gassosa lo scostamento massimo tra andamento medio

misurato e andamento calcolato sulla superficie è del 3.7%, mentre per l'andamento delle temperature interne si ha uno scostamento massimo del 2.1%.

Per ciò che riguarda la fase solida si ha, per i valori superficiali, uno scostamento massimo del 13.5% ed un valore medio pari all' 6.2%. Per le temperature interne lato solido la situazione è simile al caso precedente e sia ha uno scostamento massimo del 12.7%, ma tali errori si hanno solo nella parte iniziale del forno rotante, dove, come già accennato si hanno i fenomeni di evaporazione dell'umidità dal rifiuto introdotto. Le percentuali sopra riportate, sono espresse rispetto ai valori medi riportati i quali, non possono fornire una rappresentazione dettagliata e precisa delle reali condizioni di esercizio. Questo è dovuto al fatto che quest'ultime sono soggette a forte variabilità e, per la determinazione dei valori in esame, sarebbe necessario ad effettuare un elevato numero di misure. In conclusione si può affermare che nei diagrammi riportati si mette in risalto il fatto che i valori ottenuti dal modello di calcolo sono rappresentativi della situazione di esercizio del forno rotante.

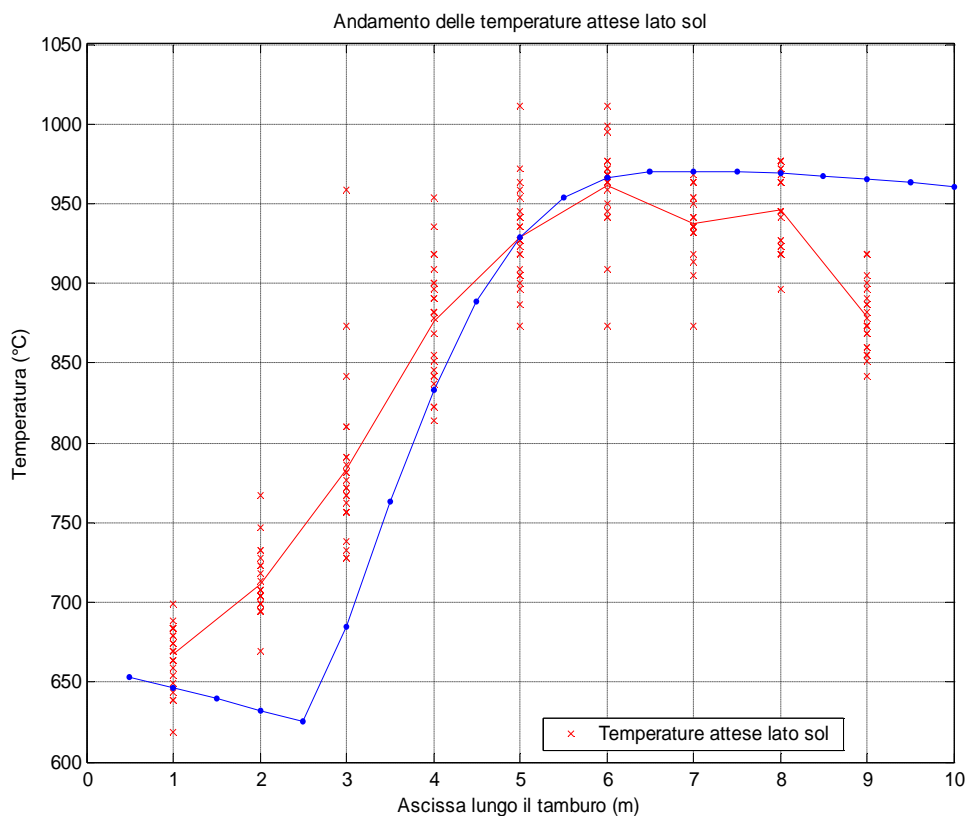


Figura 7.17: Andamento delle temperature interne lato solido

7.4 Applicazioni del modello

In questo paragrafo sono riportate alcune elaborazioni effettuate con il modello al variare delle condizioni al contorno per avere dei riscontri su possibili variazioni da effettuarsi durante la conduzione dell'impianto (modifiche alle portate dell'eccesso aria o dei rifiuti in ingresso) o legati a possibili modifiche da effettuarsi in sede di *revamping* (cambiamento di caratteristiche o di spessore del materiale refrattario o isolante in camera di combustione). Si descriveranno quindi in questo paragrafo i risultati del modello al variare delle seguenti condizioni al contorno:

- Eccesso d'aria;
- Portata di rifiuti;
- Caratteristiche dei materiali refrattari ed isolanti.

I valori utilizzati nelle diverse elaborazioni sono riportate, assieme ai valori reali dell'impianto di riferimento, nella

Tabella 7.11.

Tabella 7.11 Condizioni al contorno utilizzate nelle elaborazioni del modello

	Proprietà base	Elaborazione 1	Elaborazione 2
Portata di rifiuto [kg/h]	1690	2100	1300
Eccesso d'aria	1.8	1.35	2.25
Spessore del refrattario [cm]	22	12	16,5
Conduttività del refrattario [W/mK]	2.9-0.0006*T	5-0.0009*T	3.63-0.00075*T
Spessore dell'isolante [cm]	9,8	6	7,5
Conduttività dell'isolante 400°C [W/mK]	0.53	0.8	0.663
Conduttività dell'isolante 800°C [W/mK]	0.72	1.1	0.90
Conduttività dell'isolante 1000°C [W/mK]	0.84	1.4	1.05

7.4.1 Variazione della portata di rifiuto

La simulazione di cosa avviene all'interno della camera di combustione all'aumento o alla diminuzione della portata di rifiuto è di fondamentale importanza per stabilire quali possano essere i carichi massimi e minimi che la stessa può sostenere; aumentando il

valore della portata di rifiuto al di sopra del suo carico massimo e quindi arrivando ad elevati valori di temperatura si potrebbero avere delle ripercussioni sia sul refrattario della camera di combustione sia si avrebbe una maggiore usura, dovuta all'ulteriore stress termico, su tutto ciò che è posto a valle della camera di combustione e quindi la caldaia e le unità per il trattamento fumi.

Parimenti importante è lo stabilire anche il carico minimo di rifiuti che si può avere in camera di combustione per poter sempre rispettare il vincolo della temperatura minima senza dover ricorrere all'utilizzo dei combustibili ausiliari con il conseguente aumento dei costi.

Come è facile immaginare l'aumento della portata di rifiuto all'interno della camera di combustione porta all'aumento delle portate di char e volatili disponibili per i processi di combustione portando di conseguenza all'aumento della temperatura presente nella camera di combustione. In questo paragrafo verrà mostrato quello che succede all'interno della camera di combustione per differenti valori di portata di rifiuti da trattare (2100 Figura 7.18 e 1300 kg/h Figura 7.19), a tale proposito si ricorda che la portata media nell'impianto in oggetto è di circa 1700 kg/h.

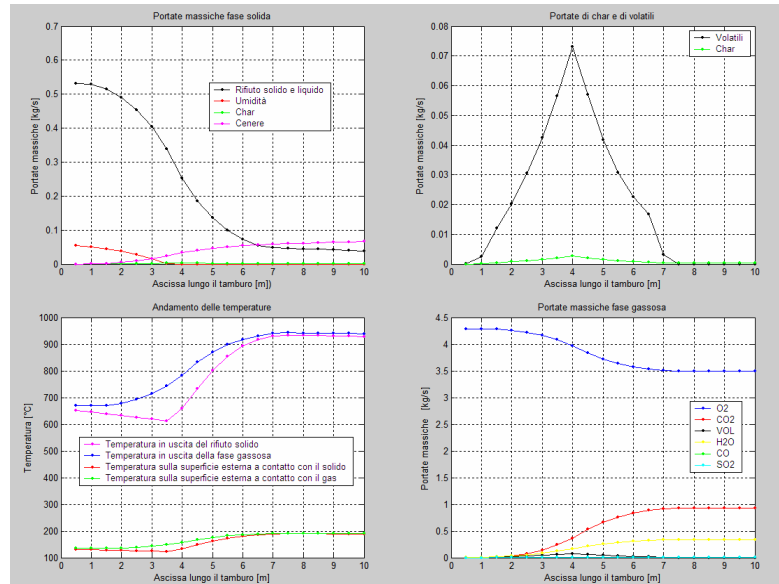


Figura 7.18: Elaborazione con portata di rifiuti pari a 2100 kg/h

Comparando le due serie di risultati appaiono evidenti le differenze nelle portate di char e volatili che sono maggiori nell'elaborazione con la maggiore portata di rifiuto. Allo

stesso modo le portate di rifiuto, ceneri, umidità sono maggiori nell'elaborazione 1; la composizione degli effluenti gassosi tiene invece in considerazione le maggiori portate di aria da inserire a causa della maggiore portata di rifiuto che hanno come risultato una maggiore portata di ossigeno disponibile all'interno della camera di combustione nel caso in cui si stiano bruciando maggiori quantitativi di rifiuto (Figura 7.18 e Figura 7.19).

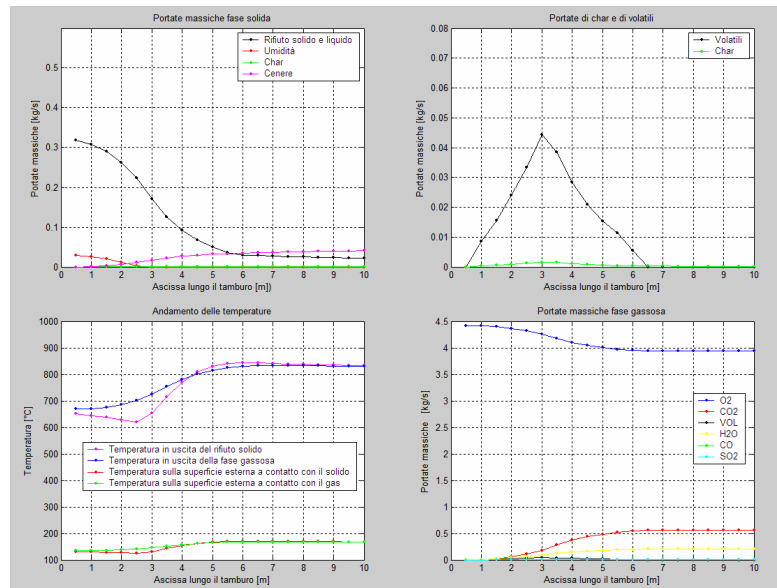


Figura 7.19: Elaborazione con portata di rifiuti pari a 1300 kg/h

7.4.2 Variazione dell'eccesso d'aria

L'eccesso d'aria è il fattore fondamentale per assicurare la completa combustione dei rifiuti e allo stesso tempo massimizzare il recupero di energia.

Un'insufficiente portata d'aria porta alla combustione incompleta dei rifiuti con la formazione di una grande percentuale di CO e di materiale incombusto nelle scorie risultanti al termine della camera di combustione.

Eccessi d'aria molto elevati portano all'aumento della turbolenza in camera di combustione favorendo i fenomeni di miscelazione del rifiuto e quindi assicurando la completa combustione dello stesso; come conseguenza si ha però inevitabilmente la diminuzione della temperatura in camera di combustione dovuta all'effetto di

raffreddamento a causa della maggior introduzione di aria in camera di combustione. Il raffreddamento della camera di combustione influisce quindi sul rendimento dell'impianto e sul quantitativo di energia e/o calore recuperato nell'impianto.

Nelle Figura 7.20 e Figura 7.21 sono mostrate le elaborazioni per portata d'aria pari a 1,35 e 2,25 che sono rispettivamente superiori e inferiori a quelle registrate nell'impianto test che risulta pari a 1,8.

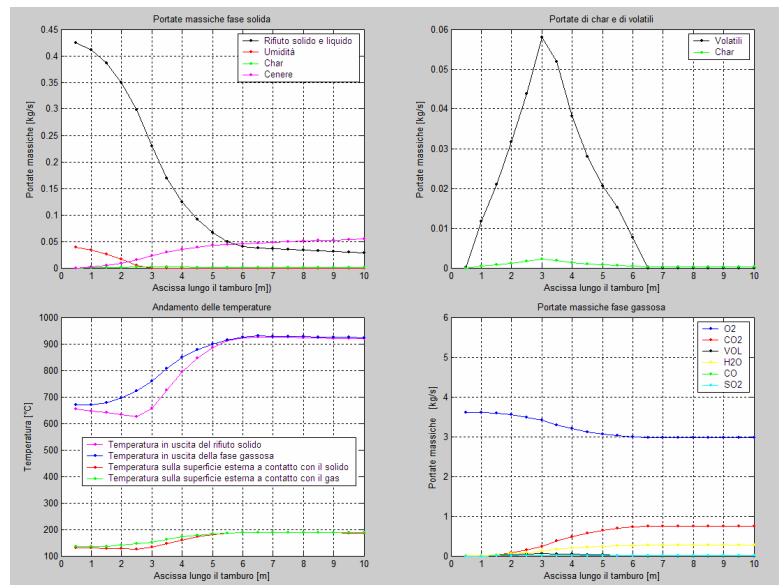


Figura 7.20: Elaborazione con eccesso d'aria pari a 1,35

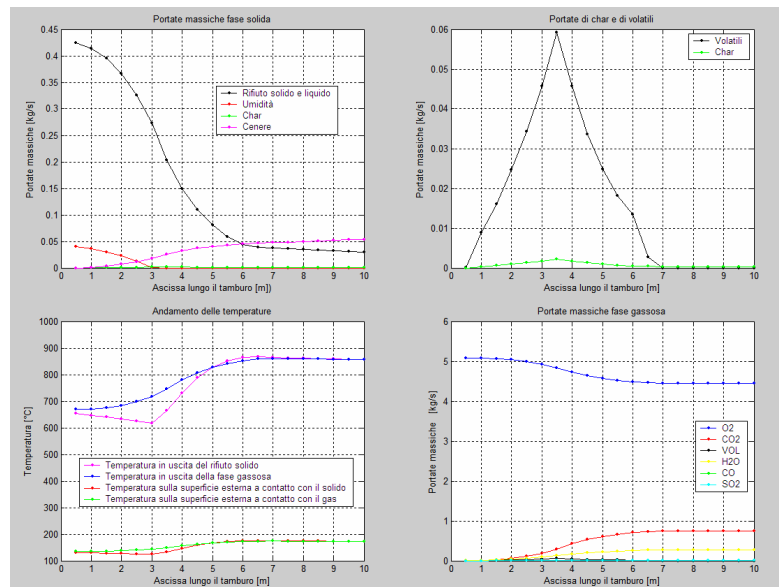


Figura 7.21: Elaborazione con eccesso d'aria pari a 2,25

A differenza delle variazioni della portata di rifiuto le variazioni dell'eccesso d'aria causano variazioni solamente nelle temperature nella camera di combustione e nella composizione degli effluenti gassosi.

La temperatura nell'ultima parte della camera di combustione tocca i 920-930°C per un minore eccesso d'aria; queste temperature non sono raggiunte con maggiori eccessi d'aria dove le temperature risultano inferiori (860-870°C) a causa dell'effetto di raffreddamento. La composizione degli effluenti gassosi è influenzata dall'eccesso d'aria in quanto la concentrazione dell'ossigeno che non partecipa ai fenomeni di combustione aumenta all'aumentare dell'eccesso d'aria. Gli altri parametri non subiscono variazioni nelle diverse elaborazioni del modello in quanto le portate di CO₂, CO, H₂O e SO₂ non sono influenzate dall'eccesso d'aria ma solamente dalla portata di rifiuto.

7.4.3 Variazione delle caratteristiche dei materiali

Le caratteristiche del materiale refrattario ed isolante della camera di combustione sono molto importanti come protezione dell'integrità della camera di combustione, e allo stesso tempo, per massimizzare il recupero di energia dai rifiuti. Qualsiasi cambiamento all'interno della camera di combustione porta a differenti comportamenti all'interno della camera di combustione.

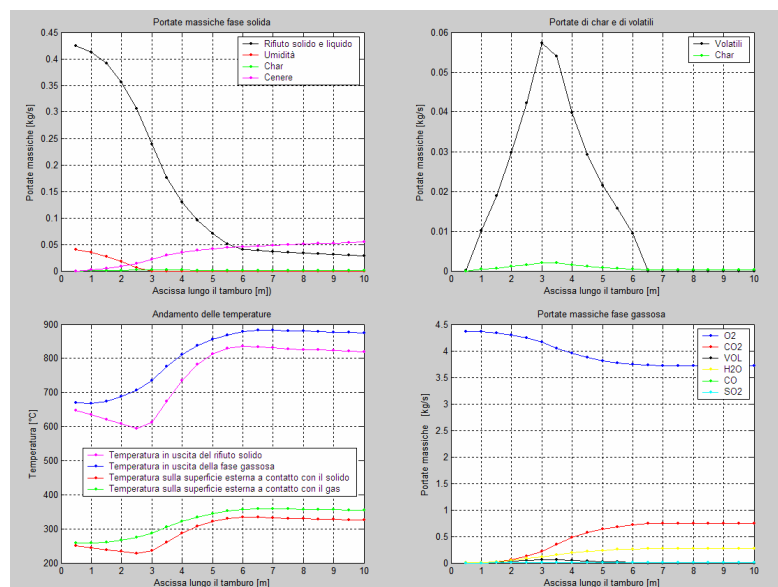


Figura 7.22: Elaborazione 1 materiali refrattario ed isolante

La temperatura in alcune zone della camera di combustione può essere abbassata usando materiali con minori proprietà isolanti che portano alla dispersione di una grande quantità di calore; le dispersioni sono però minimizzate ottenendo così maggiori temperature all'interno della camera di combustione con l'utilizzo di materiali meno disperdenti (Figura 7.22 e Figura 7.23).

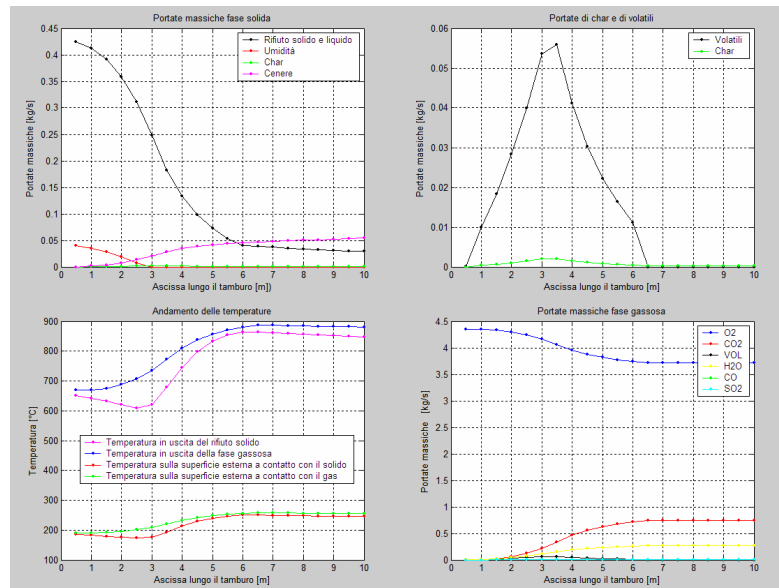


Figura 7.23: Elaborazione 2 materiali refrattario ed isolante

I risultati delle elaborazioni del modello mostrano come la variazione nelle caratteristiche del refrattario e dell'isolante porta a delle variazioni della temperatura in camera di combustione e la relativa temperatura del mantello esterno; l'utilizzo infatti di materiali meno disperdenti (Figura 7.22) permette di avere delle minori dispersioni termiche verso l'esterno permettendo un maggior recupero energetico. Al contrario con l'utilizzo materiali più disperdenti (Figura 7.23) fa sì che una gran parte del calore presente in camera di combustione si disperda verso l'esterno facendo diminuire la temperatura interna della camera di combustione e facendo sì che aumenti la temperatura del mantello esterno.

L'utilizzo di materiali più disperdenti o con spessori minori in alcune parti della camera di combustione non deve essere sconsigliato a priori, infatti il modello in oggetto è stato utilizzato nella realtà come ausilio alla fase decisionale per la risoluzione del problema

della costante e veloce usura del materiale refrattario presente nell'ultima parte della camera di combustione che avveniva nell'impianto di Ponte Malnome a causa della presenza, in tale zona, di un'elevata quantità di scorie fuse (Lategano *et al*, 2008).

La soluzione proposta, attraverso l'utilizzo del modello, per limitare la temperatura nell'ultima parte della camera di combustione e quindi per evitare il fenomeno delle scorie fuse è stata quella di rimuovere il materiale isolante nell'ultima parte della camera di combustione (dal sesto metro in poi) (Figura 7.24).

In questo modo, come si può vedere dalla Figura 7.24, si ha una diminuzione della temperatura della fase solida nell'ultima parte della camera di combustione facendo però in modo che la temperatura della fase gassosa, ovvero quella che concorre per il recupero termico ed energetico, non subisca delle alterazioni sostanziali permettendo sempre quindi un elevato recupero energetico.

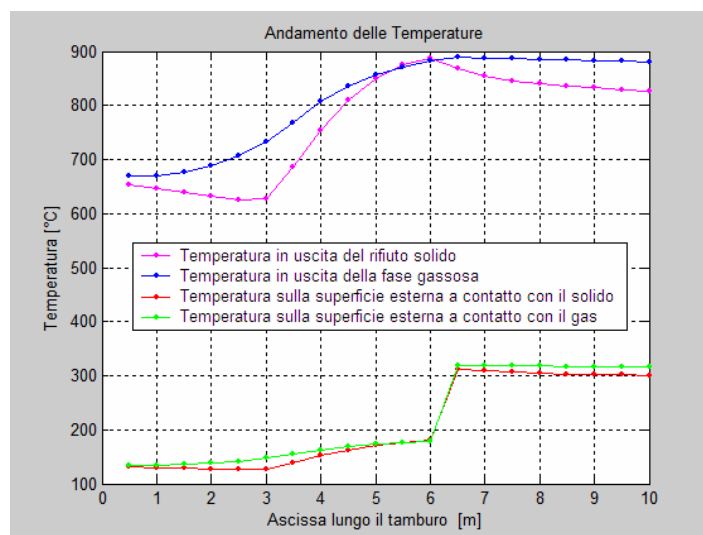


Figura 7.24: Eliminazione dell'isolante dal sesto metro della camera di combustione

Per scegliere altre possibili soluzioni per la risoluzione del problema sopra descritto sono state fatte due altre ipotesi: rimozione del materiale isolante lungo tutta la camera di combustione (Figura 7.25) e rimozione dell'isolante dal quinto all'ottavo metro della camera di combustione (Figura 7.26).

Queste due ultime elaborazioni portano, nel primo caso ad un'eccessiva diminuzione della temperatura anche della fase gassosa limitando di fatto il recupero energetico e

creando problemi di sicurezza a causa dell'elevata temperatura che si registra lungo tutto l'asse della parete esterno della camera di combustione.

Nel secondo caso invece la rimozione del materiale isolante avviene troppo in anticipo rispetto alla zona in cui si registrano le maggiori temperature e di conseguenza l'ultima parte della camera di combustione non subisce delle diminuzioni di temperatura e di conseguenza così facendo si sarebbe avuto un aumento delle dispersioni termiche senza però al tempo stesso riuscire a risolvere il problema dell'elevata temperatura e della formazione della scoria fusa nell'ultima parte della camera di combustione.

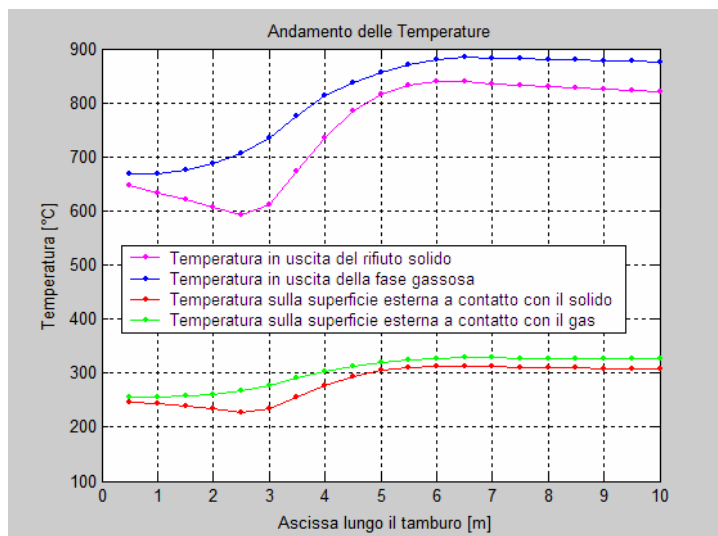


Figura 7.25: Eliminazione dell'isolante lungo tutta la camera di combustione

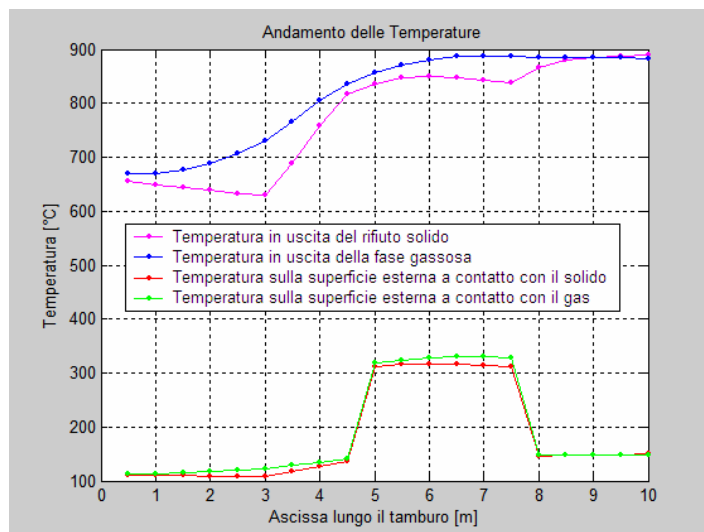


Figura 7.26: Eliminazione dell'isolante dal quinto all'ottavo metro della camera di combustione

8 Conclusioni

La ricerca svolta durante il triennio di studi in Ingegneria Ambientale presso l'Università degli Studi di Roma Tor Vergata ha portato alla realizzazione di un modello in grado di simulare il processo di combustione dei rifiuti sanitari all'interno di una camera di combustione a tamburo rotante.

Il modello è stato realizzato e successivamente validato utilizzando come impianto di riferimento l'impianto di incenerimento di rifiuti sanitario-ospedalieri di Ponte Malnome di proprietà dell'AMA SpA.

I risultati ottenuti con il modello hanno mostrato una sostanziale corrispondenza tra i fenomeni che accadono all'interno della camera di combustione dell'impianto di riferimento e i risultati ottenuti dal modello realizzato durante il periodo del dottorato di ricerca; allo stesso tempo si è quindi dimostrato come, con il programma realizzato, si possano prevedere tutte le reazioni riguardanti i fenomeni di combustione che avvengono all'interno della camera di combustione.

Il modello fornisce come risultati in uscita numerosi grafici in grado di riassumere tutte le principali grandezze di interesse del fenomeno di combustione; vengono infatti riportate in uscita le seguenti grandezze:

- portate massiche di rifiuto solido e liquido, ceneri formate, umidità residua e char formatosi per la combustione;
- portate di char e sostanza volatile disponibili per la combustione;
- temperature in uscita del rifiuto solido e della fase gassosa;
- temperature sulla superficie esterna del tamburo rotante a contatto con la fase solida e con la fase gassosa;
- portate massiche dei composti gassosi tipici del processo di combustione (ossigeno, anidride carbonica, monossido di carbonio, biossido di zolfo, sostanza volatile e vapore acqueo).

Il modello è stato ulteriormente testato ipotizzando diverse condizioni al contorno rispetto a quelle corrispondenti alle normali condizioni di esercizio dell'impianto di

riferimento; i risultati hanno indicato come al variare delle condizioni al contorno i risultati ottenuti dal modello mostrino una sostanziale corrispondenza tra le considerazioni teoriche e quello che realmente succede all'interno della camera di combustione.

In virtù dell'elevata corrispondenza tra i risultati del modello e i fenomeni di combustione che avvengono all'interno della camera di combustione il modello è stato utilizzato come ausilio alla fase decisionale per attività di modifica delle caratteristiche di isolamento della camera di combustione. Tale modifica si è necessaria per limitare le continue fermate non programmate dell'impianto di riferimento causate dall'usura e dal distacco del materiale refrattario della camera di combustione; tale usura era dovuta all'elevata temperatura che si raggiungeva negli ultimi metri della camera di combustione che portava alla fusione delle scorie. Le scorie fuse erano infatti le principali responsabili dell'erosione e del consumo non uniforme del materiale refrattario della camera di combustione.

Le elaborazioni hanno permesso di scegliere come soluzione più appropriata per la risoluzione del problema quella di rimuovere il materiale isolante della camera di combustione dal sesto al decimo metro in modo da permettere una diminuzione della temperatura nella parte del tamburo rotante a contatto con il materiale solido ma al tempo stesso limitando le dispersioni termiche della fase gassosa e quindi mantenendo praticamente inalterato il recupero energetico.

9 Bibliografia

Arena U., Leone U., Mastellone M.L. (2007) *Recupero di energia e materia da rifiuti solidi: i processi, le tecnologie, le esperienze, le norme*. Napoli AMRA S.C. a r.l. Sezione Politiche Territoriali.

Boateng A.A. (2008). *Rotary kilns - Transport phenomena and transport processes* New York Elsevier.

Boateng A.A., Barr P.V. (1996) A thermal model for the rotary kiln including heat transfer within the bed. *International Journal of Mass Transfer* 39 (10) 2131-2147.

Cengel Y.A.. (2005) *Termodinamica e trasmissione del calore 2° edizione* New York Mcgraw-Hill New York.

Chan W.R., Kelbon M., Krieger B.B. (1985). Modelling and experimental verification of chemical processes during pyrolysis of a large biomass particle. *Fuel* 64 1505-1513.

Di Blasi C. (1998). Comparison of semi-global mechanism for primary pyrolysis of lignocellulosic fuels. *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis* 47 43-64.

Fjellerup J., Ahrenfeldt J., Henriksen U. (2005.). Pyrolysis of pine wood, experiments and theory. *Proceedings of 14th European Conference and Exhibition: Biomass for Energy, Industry and Climate Protection, Paris. October 2005*.

Font R., Marcilla A., Verdu E, Devese J. (1990) Kinetics of the pyrolysis of almond shells and almond shells impregnated with COCL₂ in a fluidized-bed reactor and in a pyroprobe 100. *Ind. Eng Chem. Process Res.* 29 1846-1855.

Huai X.L., Xu W.L., Qu Z.Y., Li Z.G., Zhang F.P., Xiang G.M., Zhu S.Y., Chen G. (2008). Numerical simulation of municipal solid waste combustion in a novel two-stage reciprocating incinerator. *Waste Management* 28 15-29.

Ispra – Istituto Superiore per la Protezione e la Ricerca Ambientale (2008). *Rapporto Rifiuti 2008* Roma Ispra.

Kathiravale S., Yunus M.N.M., Sopian K., Samsuddin A.H., Rahman R.A. (2003). Modelling the heating value of Municipal Sold Waste. *Fuel* 82 1119-1125.

Lategano E., Lombardi F., Rubrichi G. (2008) Applicazione di modelli per il calcolo del potere calorifico dei rifiuti. *Atti del Sidisa 2008 Simposio Internazionale di Ingegneria Sanitaria-Ambientale*. Firenze, Italy 24-27/06/2008.

Lategano E., Lombardi F., Cordiner S. (2008) Waste combustion in rotary kilns: an application of a simulation models. *Second international symposium on energy from biomass and waste*, Venice, Italy 17-20 November 2008.

Leckner B. (1972). Spectral and Total Emissivity of Water Vapor and Carbon Dioxide. *Combustion and Flame* 19 33-48.

Marias F. (2003). A model of a rotary kiln incinerator including processes occurring within the solid and gaseous phase. *Computer and Chemical Engineering* 27 813-825.

Mujumdar R., Ranada P. (2006) Simulation of rotary cement kilns using a one-dimensional model. *Chemical Engineering and design* 84 pp. 165-177.

Ndiaye L.G., Caillat S., Chynnayya A., Stiovova K., Gambier D., Baudoin B. (2008). Modelling the propagation front pyrolysis of porous media with the presence of a front flame in rotary kiln: preliminary result for dynamic and combustion models. *Proceedings Venice 2008 Second International Symposium on Energy from Waste and Biomass* Venice, Italy 17-20 November 2008.

Parkish J., Channiwala S.A., Ghosal G.K. (2005). A correlation for calculating HHV from proximate analysis of solid fuel. *Fuel* 84 487-494.

Shin D., Choi S. (2000). The combustion of simulated waste particles in a Fixed Bed. *Combustion and Flame* 121 167-180.

Sorum L., Gronli M.G., Hustad J.E. (2001). Pyrolysis characteristics and kinetics of municipal solid waste. *Fuel* 80 1217-1227.

Tchobanoglous G., Theisen H., Vigil S.A. (1993). *Integrated solid waste management*. McGraw-Hill, Inc. New York, USA.

Turner F., Mann U. (1981). Kinetic investigation of wood pyrolysis. *Ind. Eng Chem. Process Dev.* 20 482-488.

Yang Y.B., Goh Y.R., Zakaria R., Nasserzadeh V., Swithenbank J. (2002). Mathematical modelling of MSW incineration on a travelling bed. *Waste Management* 22 369-380.

Yang Y.B., Yamauchi H., Nasserzadeh V., Swithenbank J.(2003). Effects of fuel devolatilisation on the combustion of wood chips and incineration of municipal solid wastes in a packed bed. *Fuel* 82 2205-2221.

Appendice

Si riportano in appendice l'elenco dei lavori pubblicati su riviste nazionali e internazionali nonché gli atti di convegno presentati durante il triennio di dottorato.

Lombardi F., Lategano E., Napoleoni Q., Rubrichi G. (2006) La raccolta differenziata porta a porta ad utenze mirate nel II municipio di Roma. *Atti dell'VIII SIBESA Simposio Italo-Brasiliano di Ingegneria Sanitaria e Ambientale* Fortaleza, Brasile 17-22/09/2006.

Sirini P., Costa G., Lategano E. (2007) I rifiuti solidi dei processi di valorizzazione energetica: tecnologie di smaltimento e/o recupero. *Nuova Gea* 4 (2) pp 121-135.

Lategano E., Lombardi F., Sciotti A., Stucchi S. (2007) Utile e riutile, quasi per sempre. *L'ingegnere: edilizia ambiente e territorio* 11 pp 24-28.

Lategano E., Lombardi F., Viviano G., Settimo G. (2007) Termovalorizzazione ed emissioni. *L'ingegnere: edilizia ambiente e territorio* 11 pp 29-31.

Lategano E., Lombardi F., Settimo G., Cattani G., Cusano M., Ferdinandi M., Inglessis M., Soggiu M.E. (2007) Interventi di limitazione del traffico ed effetti sull'inquinamento atmosferico nella città di Roma. *Ingegneria Ambientale* 4 pp 488-498.

Lategano E., Lombardi F., Gavasci R., Chiusolo A. (2007) Physical and chemical characterizations of marine sediments collected in port environments aimed at safe disposal. *Proceedings of Sardinia 2007 Eleventh International Waste Management and Landfill Symposium*. Santa Margherita di Pula (Ca) Italy 1-5/10/2007.

Lategano E., Costa G., Lombardi F., Baiocchi R. (2007) Characterization of the bottom ash produced in a sanitary waste incineration facility and influence of the operating conditions aimed at material recovery or safe disposal. *Proceedings of Sardinia 2007 Eleventh International Waste Management and Landfill Symposium*. Santa Margherita di Pula (Ca) Italy 1-5/10/2007.

Costa G., Lategano E., Lombardi F., Gavasci R. (2008) Experimental study on the influence of particle size on the reuse potential of bottom ash from a sanitary waste incinerator facility. *Proceedings WasteEng 08 2nd International Conference of Engineering for Waste Valorisation*. Patras Greece 3-5 Giugno 2008.

Lategano E., Lombardi F., Rubrichi G. (2008) Applicazione di modelli per il calcolo del potere calorifico dei rifiuti. *Atti del Sidisa 2008 Simposio Internazionale di Ingegneria Sanitaria-Ambientale*. Firenze, Italy 24-27/06/2008.

Lategano E., Lombardi F., Cordiner S. (2008) Waste combustion in rotary kilns: an application of a simulation model. Venice 2008. *Proceedings of the Second International Symposium on Energy from Biomass and Waste*. Venezia, Italy 17-20 Novembre 2008.

Bacocchi R., Costa G., Lategano E., Poletini R., Pomi R. (2008) Accelerated carbonation of different size fractions of bottom ash from RDF incineration. Venice 2008. *Proceedings of the Second International Symposium on Energy from Biomass and Waste*. Venezia, Italy 17-20 Novembre 2008.

Lategano E., Lombardi F., Cordiner S. (2009) A simulation model for waste combustion in rotary kilns. *In pubblicazione su Waste Management*.

Rocca S., Lategano E., Costa G., Galeotti L., Lombardi F. (2009) The reuse potential of waste incineration Bottom Ash: a comparative experimental study. *Proceeding of Sardinia 2009 Twelfth International Waste Management and Landfill Symposium*. Santa Margherita di Pula (Ca) Italy 5-9/10/2009.

Lategano E., Lombardi F., Gavasci R., Desideri D. (2009) Optimization of the SNCR DENOX system of an healthcare waste incinerator: a case study . *Proceeding of Sardinia 2009 Twelfth International Waste Management and Landfill Symposium*. Santa Margherita di Pula (Ca) Italy 5-9/10/2009.