



Ricerca di Sistema elettrico

Metodologie innovative per il recupero di cascami termici a bassa temperatura nel settore agroalimentare mediante materiali adsorbenti avanzati

G.L. Guizzi - M. Manno - A. Zaccagnini - M. Salvatori

METODOLOGIE INNOVATIVE PER IL RECUPERO DI CASCAMI TERMICI A BASSA TEMPERATURA NEL SETTORE AGROALIMENTARE MEDIANTE MATERIALI ADSORBENTI AVANZATI

G.L. Guizzi - M. Manno - A. Zaccagnini - M. Salvatori
(Dipartimento di Ingegneria Industriale - Università degli Studi di Roma "Tor Vergata")

Settembre 2016

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA


Piano Annuale di Realizzazione 2015

Area: "Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici"

Progetto: D.3 "Processi e macchinari industriali"

Obiettivo: B.7 "Metodologie innovative per il recupero di cascami termici a bassa temperatura nel settore agroalimentare mediante materiali adsorbenti avanzati"

Responsabile del Progetto: Ing. Ilaria Bertini, ENEA



Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Sviluppo di sistemi per il recupero energetico da cascami termici a bassa temperatura. Analisi delle prestazioni termodinamiche ed energetiche conseguibili con materiali innovativi"



Responsabile scientifico ENEA: Dott.ssa Marzia Pentimalli

Responsabile scientifico Dipartimento di Ingegneria Industriale - Università degli Studi di Roma "Tor Vergata" : Ing. Michele Manno



Indice

SOMMARIO	4
1 INTRODUZIONE	5
2 POTENZIALITÀ DI RECUPERO DEI CASCAMI TERMICI A BASSA TEMPERATURA MEDIANTE MATERIALI ADSORBENTI AVANZATI	6
2.1 CICLI TERMODINAMICI AD ADSORBIMENTO	6
2.1.1 <i>Soluzioni a ciclo chiuso</i>	6
2.1.2 <i>Soluzioni a ciclo aperto</i>	10
2.1.3 <i>Considerazioni sull'applicazione dei cicli ad adsorbimento a ciclo aperto</i>	12
2.2 POTENZIALITÀ APPLICATIVE DEI MATERIALI INNOVATIVI	13
3 CASCAMI RECUPERABILI NEI PROCESSI AGROALIMENTARI DI ESSICCAMENTO: IL CASO DELLA PASTA	14
3.1 SCELTA DEL CASO DI STUDIO	14
3.2 PROCESSI DI PRODUZIONE DELLA PASTA	15
3.3 CASCAMI TERMICI E IDRICI NEI PROCESSI DI ESSICCAMENTO DELLA PASTA	19
3.4 APPROCCIO METODOLOGICO PER IL RECUPERO DEI CASCAMI TERMICI E IDRICI	25
4 DEFINIZIONE DI UNA METODOLOGIA INNOVATIVA PER IL RECUPERO DI CALORE E ACQUA DAL PROCESSO DI ESSICCAMENTO DELLA PASTA	26
4.1 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO	26
4.2 STUDIO DI UN CASO APPLICATIVO	30
4.3 VALUTAZIONI ENERGETICHE SUI RISPARMI CONSEGUIBILI	47
4.4 ASPETTI RIGUARDANTI LA SELEZIONE DEL MOF	52
4.5 FASI SUCCESSIVE DI SVILUPPO: CARATTERIZZAZIONE DEI MATERIALI, DEI LETTI E DEL CICLO INNOVATIVO	53
4.6 POTENZIALI RICADUTE NEI PROCESSI DI ESSICCAMENTO IN ALTRI SETTORI	55
5 CONCLUSIONI	56
6 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	59

Sommario

Il presente documento intende descrivere una metodologia innovativa, ad oggi in fase di sviluppo, basata sull'impiego di materiali adsorbenti avanzati e finalizzata al recupero di cascami termici a bassa temperatura nel settore agroalimentare, specificatamente nella fase di essiccazione del processo di produzione della pasta alimentare. Adottando la soluzione tecnologica proposta si realizza un parziale trasferimento dei consumi termici di un essiccatore, che generano cascami non recuperabili, verso quelli elettrici che permettono il recupero completo internamente al processo di essiccazione di tutti i cascami termici generati con riduzione complessiva del consumo di energia primaria.

Dopo una breve introduzione nel primo capitolo che inquadra il lavoro svolto dal Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Roma "Tor Vergata" nel quadro dell'Accordo di collaborazione con l'ENEA, nel secondo capitolo vengono presentati i cicli termodinamici ad adsorbimento, nelle loro possibili soluzioni a ciclo chiuso ed aperto, in relazione a sistemi solidi adsorbenti innovativi che ammettono l'acqua come adsorbato a alle loro potenzialità applicative.

Nel terzo capitolo viene motivata la scelta del processo di essiccazione della pasta come caso di studio tra le possibili applicazioni di tali cicli nel settore agroalimentare; viene quindi illustrato il processo di produzione della pasta, con particolare riferimento alla fase di essiccazione, ed analizzati i cascami termici ed idrici prodotti dall'essiccatore, evidenziando le problematiche connesse al loro recupero, e le attuali soluzioni disponibili per l'efficientamento del processo stesso (cogenerazione).

Nel quarto capitolo viene introdotta una metodologia innovativa di efficientamento globale del processo basata sull'impiego di materiali adsorbenti avanzati, ideata nell'ambito delle attività dell'Accordo di collaborazione, in grado di recuperare e rigenerare i cascami termici ed idrici presenti nei processi di essiccazione con conseguente riduzione delle esigenze di alimentazione termica del processo a fronte di un marginale incremento dei consumi elettrici e creazione di condizioni più favorevoli all'applicazione di soluzioni cogenerative. In particolare viene illustrato il principio di funzionamento della metodologia proposta e, prendendo in considerazione un caso applicativo basato sui parametri di processo di un impianto reale, vengono presentati i risultati energetici di una simulazione effettuata che prevede l'applicazione di detta metodologia di recupero termico al processo di essiccazione della pasta. Vengono quindi fornite indicazioni in merito alle caratteristiche termofisiche ottimali dei materiali ad adsorbimento destinati ad essere impiegati nel ciclo termodinamico proposto e, nel paragrafo finale del capitolo, viene infine motivata l'esigenza di condurre, in maniera propedeutica alla prosecuzione dello sviluppo della nuova tecnologia, indagini sperimentali per l'approfondimento della conoscenza delle caratteristiche termofisiche e delle cinetiche di adsorbimento e desorbimento dei materiali avanzati che sono stati individuati da ENEA in collaborazione con il Dipartimento, ad integrazione e validazione dei risultati disponibili in bibliografia.

Nell'ultimo capitolo vengono infine presentate le conclusioni ed indicate le linee di sviluppo future.

1 Introduzione

Il presente rapporto tecnico si riferisce ai temi sviluppati dal Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Roma Tor Vergata nell'ambito dell'Accordo di collaborazione con l'ENEA che ha riguardato l'efficientamento di un processo industriale nel settore agroalimentare conseguibile mediante l'adozione di sistemi innovativi ad adsorbimento, basati su materiali avanzati a elevata superficie specifica (zeoliti, materiali organici e ibridi metallorganici), energeticamente integrati nel processo produttivo e/o alimentati da fonti energetiche residuali a bassa temperatura, anche inferiore a 100°C.

In una prima fase, svolta in stretta collaborazione con il gruppo di ricerca dell'ENEA, partendo dalle conoscenze pregresse relativamente alle proprietà termofisiche dei materiali ad adsorbimento, ai cicli termodinamici chiusi ed aperti da essi realizzati, alle loro potenzialità applicative e ai limiti tecnologici che li caratterizzano, segnatamente i bassi valori di conducibilità termica, nonché dalla conoscenza dei principali processi industriali in ambito agroalimentare, è stato possibile individuare come particolarmente interessante, tra le diverse opzioni prese in considerazione, una specifica tipologia di applicazione: *il recupero dei cascami termici dai processi di essiccazione industriale*. Ad ogni processo di essiccazione è infatti associata la produzione di un flusso di aria calda ed umida che, per l'elevato contenuto entalpico, rappresenta un cascame termico (ed idrico) che allo stato attuale della tecnologia non può essere recuperato, se non in minima parte.

È stata quindi condotta una ricerca bibliografica di aggiornamento e approfondimento focalizzata sui sistemi adsorbenti di ultima generazione che ammettano il vapore acqueo come sostanza adsorbita.

Parallelamente è stata condotta un'analisi dei principali processi di essiccazione nel settore agroalimentare che ha portato ad individuare nell'essiccamento della pasta il processo più interessante da un punto di vista del futuro sviluppo industriale di un sistema di recupero energetico; in particolare perché si tratta di un processo continuo, che non prevede stagionalità, effettuato a temperature sufficientemente alte e largamente diffuso sul territorio nazionale.

Si è quindi proceduto ad analizzare il processo di produzione della pasta sia da un punto di vista tecnologico che prettamente energetico, sulla base della bibliografia a tal fine recuperata, riscontrando l'esistenza di un elevato numero di soluzioni impiantistiche e di processo e di alcune criticità connesse all'adozione estesa di soluzioni cogenerative.

Sulla base delle informazioni ottenute relativamente alle caratteristiche termofisiche dei materiali adsorbenti studiati e ai processi di produzione della pasta, è stato definito un ciclo ad adsorbimento innovativo in grado di recuperare i cascami termici della fase di essiccamento. Quali materiali adsorbenti si è ritenuto opportuno concentrare l'attenzione su sistemi innovativi ad alta superficie e porosità, tra i quali gli ibridi metallo organici Metal Organic Frameworks (cosiddetti MOFs) mostrano varietà e versatilità delle loro caratteristiche tali da poter essere considerati senz'altro tra i più appropriati e promettenti, senza però escludere a priori la ricerca su altri materiali aventi comportamento appropriato.

Si è pertanto proceduto alla scrittura di un codice su piattaforma Matlab in grado di simulare, mediante bilanci energetici e di massa, il funzionamento del ciclo da un punto di vista termodinamico; è stata quindi effettuata la simulazione del funzionamento del ciclo nel caso di applicazione ad un processo di essiccazione reale, i cui parametri operativi sono stati tratti dalla letteratura, che ha permesso di valutare i risultati energetici conseguibili.

Infine è stata effettuata un'analisi delle proprietà termofisiche ideali dei materiali ad adsorbimento in funzione del ciclo termodinamico proposto e della specifica applicazione. A cura del gruppo di ricerca ENEA, in collaborazione con il Dipartimento, sono stati infine individuati alcuni materiali avanzati potenzialmente adatti all'utilizzo proposto.

2 Potenzialità di recupero dei cascami termici a bassa temperatura mediante materiali adsorbenti avanzati

Nel presente capitolo vengono molto sommariamente introdotti i cicli termodinamici ad adsorbimento al solo scopo di fornire un quadro di massima utile ai fini della presentazione, nel successivo capitolo 4, della metodologia innovativa di recupero dei cascami termici definita nell'ambito della attività di ricerca; in tale ottica si farà sostanzialmente riferimento all'acqua come fluido di lavoro (adsorbato), essendo peraltro questo l'unico fluido di interesse con riferimento ai cicli aperti. Per ulteriori approfondimenti si rimanda invece all'ampia letteratura esistente sull'argomento della quale alcuni esempi ([1],[2],[3],[9],[13],[14]) relativi alla presentazione dello stato dell'arte ed a casi applicativi specifici sono inseriti tra i riferimenti bibliografici del presente documento.

2.1 Cicli termodinamici ad adsorbimento

I cicli di trasformazione che possono essere effettuati si dividono in cicli chiusi e cicli aperti. Più in particolare per i cicli chiusi si farà riferimento a cicli *heat pump* mentre per quelli aperti si farà riferimento a cicli del tipo *dessiccant cooling* che rappresentano allo stato dell'arte i due principali cicli associati all'uso di materiali adsorbenti.

2.1.1 Soluzioni a ciclo chiuso

I sistemi ad adsorbimento di tipo chiuso sono sistemi a "pompa di calore" che, come le tradizionali macchine a compressione di vapore, realizzano l'effetto utile frigorifero sfruttando l'evaporazione a bassa pressione di un fluido refrigerante fatta avvenire all'interno di uno scambiatore di calore, detto appunto evaporatore, riscaldato dall'esterno da un fluido termovettore (in genere acqua) che conseguentemente si raffredda (acqua refrigerata).

I cicli a pompa di calore che sfruttano i materiali adsorbenti sono caratterizzati da quattro principali trasformazioni "ideali" rappresentate in [Figura 1](#) e di seguito sinteticamente descritte; tali trasformazioni cicliche sono rappresentate in genere facendo ricorso alle isostere¹ dell'adsorbente e dell'adsorbato e alle isobare riportate su di un grafico $\ln p, -1/T$.

- A - Riscaldamento isosterico: l'adsorbente, dopo aver adsorbito (nella fase D del ciclo precedente) il vapore dell'adsorbato generato nell'evaporatore, si trova alle condizioni di saturazione e necessita di essere rigenerato (fase B) desorbendo il fluido di lavoro che andrà a condensare nel condensatore. Affinché avvenga tale processo la pressione del vapore dell'adsorbato deve essere maggiore della pressione di condensazione che vige nel condensatore, per questo motivo durante tale fase A l'adsorbente viene riscaldato mantenendo chiuse le valvole di collegamento con evaporatore e condensatore; al crescere della temperatura essendo il sistema chiuso si registra un innalzamento della pressione sia per effetto termico sia perché a causa delle mutate condizioni di equilibrio piccole quantità di adsorbato desorbono. La trasformazione "ideale" viene comunque tracciata secondo un'isostera trascurando quindi la piccola variazione di contenuto dell'adsorbato nell'adsorbente.

¹ Insieme dei punti per i quali il rapporto in massa adsorbato/adsorbente si mantiene costante.

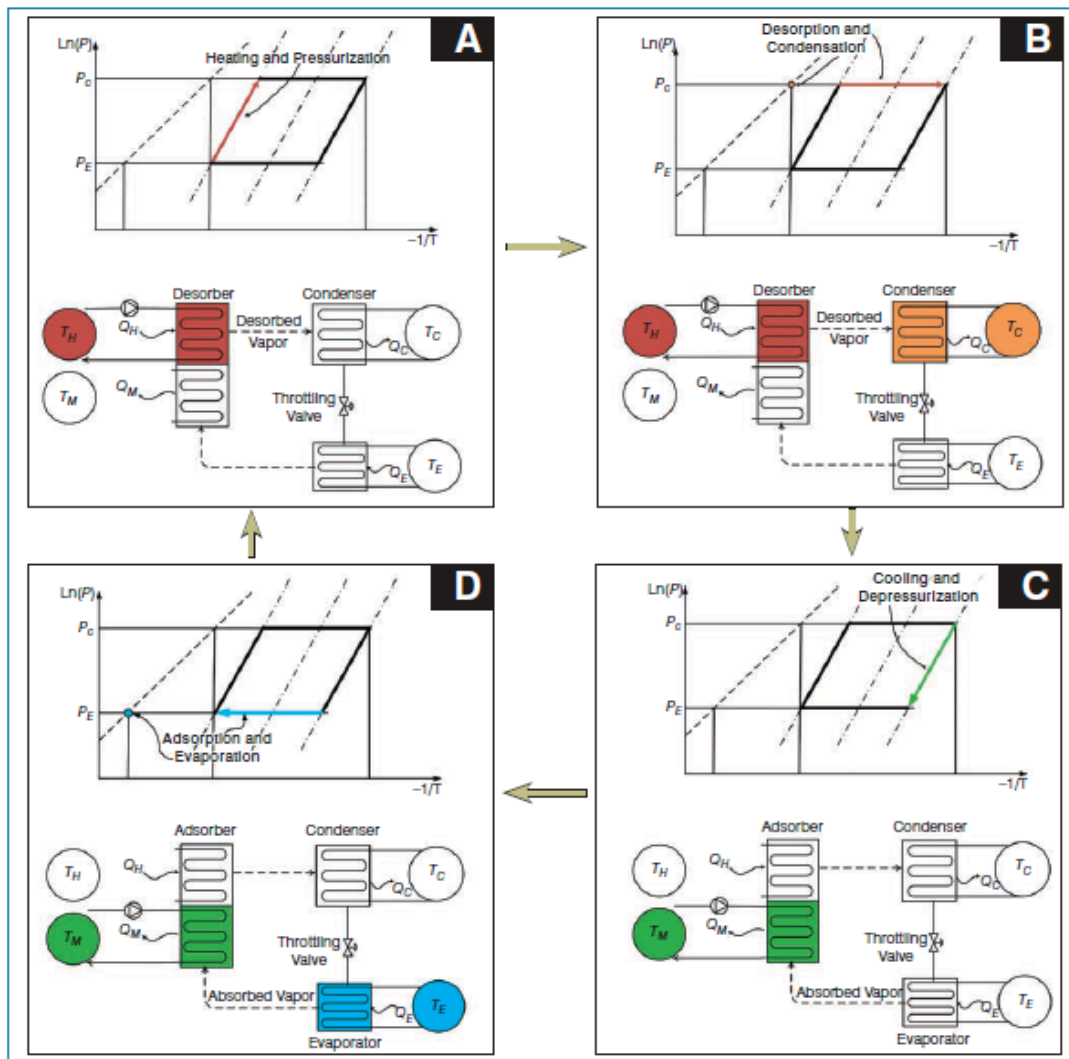


Figura 1. Rappresentazione schematica di un ciclo heat pump ad adsorbimento. Ciascun quadrante si riferisce ad una delle 4 fasi del ciclo. Vengono rappresentate le trasformazioni sul diagramma grafico $\ln p$, $-1/T$ e un layout di base letto adsorbente-scambiatori [14]

- B - Desorbimento isobaro: giunti ad una pressione maggiore di quella di condensazione del ciclo il letto viene messo in comunicazione con il condensatore, in questo modo inizia il processo di desorbimento continuo del fluido di lavoro che va a condensare nel condensatore stesso, secondo un processo idealmente isobaro. Il riscaldamento progressivo del letto fino alla temperatura massima di ciclo fa sì che si mantengano le condizioni di pressione necessarie alla trasformazione richiesta. A fine fase B il materiale giunge alle condizioni di concentrazione minima e il letto viene isolato dal condensatore mediante chiusura della valvola di comunicazione. Durante tutta la fase B il condensatore, che in genere è raffreddato ad acqua a sua volta raffreddata in apposite torri mediante aria ambiente, provvede alla condensazione e ad un leggero sottoraffreddamento del refrigerante stesso.
- C - Raffreddamento isosterico: il letto adsorbente a valvole chiuse viene raffreddato mediante la stessa acqua di raffreddamento del condensatore; secondo un processo inverso a quello della fase A si ha quindi una riduzione della pressione ed una minima condensazione dell'adsorbente sull'adsorbato, che anche in questo caso viene trascurata nel tracciamento della curva della trasformazione ideale.

- D - Adsorbimento isobaro: una volta che il letto raggiunge una pressione di equilibrio minore della pressione che vige nell'evaporatore viene aperta la valvola di collegamento tra i due e mantenuto il raffreddamento del letto. In questa fase il refrigerante sottoraffreddato del condensatore per mezzo di una valvola di laminazione (che mantiene i due ambienti a pressioni diverse) passa all'evaporatore dove evapora (producendo l'effetto utile) per essere poi adsorbito dal letto adsorbente, il quale conseguentemente tenderebbe a scaldarsi se non fosse continuamente raffreddato. In questo modo l'adsorbente si arricchisce sempre più in adsorbato fino ad arrivare alla saturazione, ovvero fino alle condizioni iniziali della fase A.

Per avere una generazione continua di energia frigorifera e quindi chiaro che è necessario disporre di due letti adsorbenti che lavorano sfasati temporalmente di mezzo ciclo, mentre un letto è in fase di rigenerazione ed alimenta il condensatore, il secondo letto è in fase di adsorbimento e riceve il vapore dall'evaporatore.

La differenza sostanziale tra un ciclo a compressione di vapore e uno ad adsorbimento si riscontra di fatto nella modalità con la quale il vapore del refrigerante viene estratto dall'evaporatore a bassa pressione per essere inviato nuovamente ad alta temperatura e pressione al condensatore per la chiusura del ciclo. Tale processo nelle macchine a compressione avviene grazie all'impiego di compressori che richiedono lavoro meccanico (e quindi consumo di energia elettrica) per il loro azionamento, mentre nei sistemi ad adsorbimento si ricorre all'alimentazione termica realizzando un processo detto di "termocompressione". Nel caso specifico dell'impiego di acqua come adsorbato (fluido refrigerante di lavoro) i valori delle temperature e delle pressioni di riferimento delle fasi principali del ciclo sono orientativamente:

- nella fase di adsorbimento, il vapore acqueo a bassa pressione è generato nell'evaporatore (che lavora a $T > 4^{\circ}\text{C}$) ad una pressione prossima a 0,8 kPa e viene adsorbito su letto costituito da materiale adsorbente mantenuto ad una temperatura di poco superiore a quella ambiente (40°C);
- nella fase di rigenerazione, nella quale il letto viene direttamente connesso al condensatore anch'esso lavorante ad una temperatura di poco superiore a quella ambiente, grazie all'apporto termico di calore ad alta temperatura ($>50-70^{\circ}\text{C}$) reso disponibile dalla fonte di alimentazione esterna, i vapori generati dal desorbimento dell'acqua raggiungono la pressione di circa 8 kPa.

Nella definizione di un ciclo bisogna considerare che le proprietà igroscopiche del materiale adsorbente dipendono principalmente da due fattori:

- temperatura: l'affinità tra adsorbente e acqua aumenta al diminuire della temperatura;
- concentrazione: la capacità di adsorbimento di acqua da parte del letto è direttamente proporzionale alla pressione parziale dell'adsorbato per i materiali tradizionali come il silice gel, mentre per alcuni dei materiali di nuova generazione si ha un comportamento a soglia definito dalla particolare forma ad "S" (curve tipo IV e V, secondo classificazione BDDT² riportata in [Figura 2](#)) dell'isoterma di adsorbimento/desorbimento.

² La "classificazione BDDT" o "classificazione di Brunauer" si riferisce alla classificazione delle isoterme di adsorbimento, per sistemi nei quali l'adsorbato sia costituito da una singola specie chimica, definita nel 1940 da S.Brunauer assieme a L.S.Deming, W.E.Deming e E.Teller. La IUPAC assume quale comportamenti standard di adsorbimento quelli definiti dalla classificazione BDDT.

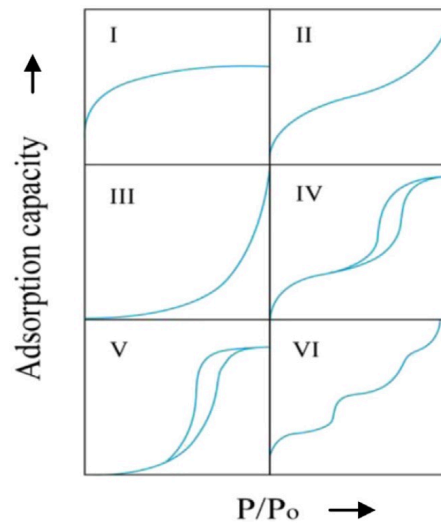


Figura 2. Classificazione delle isoterme di adsorbimento

Indici di prestazione e limiti dei sistemi chiusi ad adsorbimento

I due principali indici di prestazione utilizzati per confrontare tra loro le diverse soluzioni impiantistiche sono i seguenti:

$$COP = \frac{L(w)\Delta w}{\Delta w \Delta H(w) + \sum C_p \Delta T}; \quad P_s = \frac{L(w)\Delta w}{m_{ads} \tau}$$

Il COP (Coefficient Of Performance) o Rendimento, è definito come il rapporto tra l'effetto utile, rappresentato dall'energia frigorifera e l'energia termica spesa per la rigenerazione. I parametri che influenzano maggiormente il COP sono le temperature di funzionamento, la configurazione dell'adsorbitore e la coppia adsorbente/adsorbato. Va segnalato che notoriamente i sistemi ad adsorbimento sono caratterizzati da minor COP rispetto a quelli ad assorbimento (soluzione acquosa di LiBr), ciò è in parte dovuto alla difficoltà di effettuare il recupero dell'energia termica capacitiva presente nel letto rigenerato; al contrario nei cicli ad assorbimento tale recupero avviene con una elevata efficienza nello scambiatore delle soluzioni.

La Potenza specifica (Ps o SPC-Specific Cooling Power), è invece definita come il rapporto tra la potenza frigorifera del sistema e il suo peso. Gli elevati tempi di ciclo e gli elevati pesi che caratterizzano i sistemi ad adsorbimento determinano in genere basse potenze specifiche per tale tecnologia. Il ricorso a più letti, pur aumentando l'energia frigorifera producibile, non ha chiaramente influenza su quella specifica in quanto aumenta proporzionalmente anche il peso del sistema.

In generale l'incremento di COP è legato alla riduzione delle irreversibilità connesse alle differenze finite di temperatura sotto le quali si realizzano gli scambi termici. Tali riduzioni sono ottenibili ad esempio aumentando i tempi di ciclo con corrispondente riduzione della potenza specifica, ovvero attraverso un miglioramento dei coefficienti di scambio termico.

Va però sottolineato che i materiali adsorbenti hanno conduttività termica effettiva piuttosto bassa ciò è dovuto principalmente alle caratteristiche porose di questi materiali e alla notevole resistenza alla trasmissione del calore della fase vapore a bassa pressione che circonda il materiale. Inoltre va considerata anche la resistenza termica "di contatto" esistente tra il solido adsorbente e la parete dello scambiatore di calore che dipende dalla estensione effettiva della superficie utile di contatto all'interfaccia: tale superficie è estremamente limitata se si utilizza (come di norma) il materiale in granuli in quanto formata dalle sole

aree di effettivo contatto. Ad una superficie di contatto molto piccola corrisponde un'elevata resistenza termica, che diventa superiore anche alla resistenza equivalente interna del letto adsorbente.

Le soluzioni allo studio più promettenti per ovviare a tali limiti sono:

- Miglioramento del contatto tra scambiatore e materiale adsorbente, attraverso la realizzazione di scambiatori di calore rivestiti da materiale adsorbente con elevato coefficiente di scambio all'interfaccia metallo/adsorbente.
- Ricerca sostanze adsorbenti ad elevata conducibilità termica, ovvero realizzazione di materiali adsorbenti consolidati con elevata conducibilità termica.
- Ricorso a sistemi di tipo heat pipe, per migliorare lo scambio termico di tutti gli scambiatori del sistema.

2.1.2 Soluzioni a ciclo aperto

L'uso di materiali adsorbenti trova una proficua applicazione nei sistemi di condizionamento a ciclo aperto basati sull'essiccazione dell'aria. In questi sistemi si sfrutta la capacità dei materiali oggetto di studio di adsorbire l'acqua presente sotto forma di vapore nell'aria da trattare, riducendone l'umidità senza necessità di abbassare la temperatura dell'aria stessa. Per tale motivo tali sistemi rappresentano una valida alternativa alla deumidificazione per condensazione adottata nei sistemi a compressione di vapore.

In tali sistemi tradizionali infatti per deumidificare l'aria è necessario far condensare la parte di vapore in eccesso rispetto al valore voluto, e per farlo è necessario raffreddare l'aria stessa ben al di sotto della temperatura di rugiada, fino alla temperatura di saturazione corrispondente alla pressione parziale del vapore desiderata. Inoltre l'aria fredda e satura così ottenuta deve essere nuovamente riscaldata per poter essere immessa negli ambienti condizionati rispettando le condizioni di comfort termoigrometrico, con conseguente consumo globale di grandi quantità di energia.

L'altro grande vantaggio è dato dalle basse temperature di rigenerazione del materiale, in genere inferiori ai 100°C.

La possibilità di scambiare flussi di massa e di calore direttamente con il fluido di lavoro, l'aria, rappresenta il vantaggio più grande della applicazione dei materiali adsorbenti nei cicli aperti, in quanto si risolve alla radice il problema dello scambio termico tipico dei sistemi chiusi. In questo modo inoltre si elimina la necessità di utilizzare circuiti secondari con i relativi fluidi di lavoro.

Le trasformazioni che permettono di trattare l'aria e successivamente di rigenerare il letto adsorbente sono rappresentate nel seguente diagramma psicrometrico di **Figura 3**.

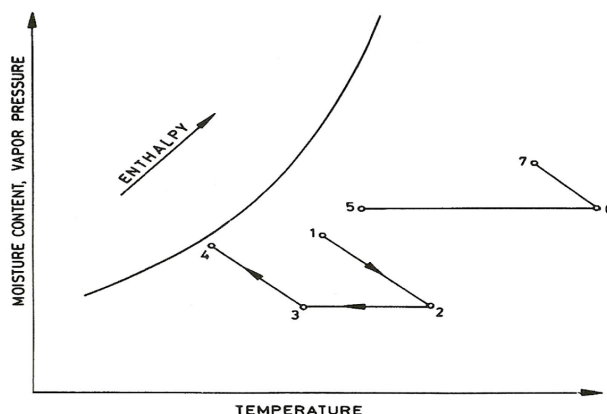


Figura 3. Diagramma psicrometrico relativo ad un generico ciclo aperto: processo di deumidificazione (1-4) e rigenerazione (5-7) (fonte [4])

Nello specifico:

- L'aria da trattare a condizione ambiente (1) viene essiccata con una trasformazione pressoché isoentalpica³, infatti l'entalpia di adsorbimento rilasciata nella trasformazione viene trasferita direttamente all'aria stessa che deumidificandosi si riscalda fino a giungere al punto 2. Da qui, avendo raggiunto una temperatura sensibilmente superiore a quella ambiente, può essere raffreddata con un secondo flusso della stessa aria ambiente o tramite l'aria di ricircolo degli ambienti interni condizionati, per mezzo di uno scambiatore di calore aria-aria (3). Il flusso di aria più secca ed a temperature prossime a quelle ambiente o leggermente inferiori può essere ulteriormente raffreddata per mezzo di una saturazione adiabatica fino al punto 4. In alternativa, in un impianto ibrido, l'ulteriore raffreddamento può essere ottenuto per mezzo di un ciclo a compressione di vapore, che lavora secondo un ciclo termodinamico ad elevato COP in quanto, non essendo più necessaria la fase di deumidificazione, le temperature di generazione del freddo possono essere estremamente elevate.
- Il flusso di rigenerazione di aria alle condizioni del punto 5 viene riscaldato da calore a bassa temperatura fino al punto 6, caratterizzato da una bassissima umidità relativa. L'aria "secca" così ottenuta investe il materiale adsorbente da rigenerare provocando il desorbimento (evaporazione) dell'acqua; giungendo quindi alle condizioni del punto 7 questa viene espulsa. Il processo è sostanzialmente isoentalpico: è alimentato dal calore sensibile dell'aria stessa, che quindi si raffredda, ma la riduzione della componente sensibile dell'entalpia dell'aria è compensata dall'incremento di quella latente, connessa al contenuto in vapore.

Dal punto di vista impiantistico la soluzione adottata per permettere gli scambi di calore e di massa dei tratti 1-2 e 6-7 è data ad esempio dall'uso di ruote di deumidificazione come in

Figura 4. Questa soluzione è la più diffusa tra i sistemi denominati SDC ovvero, solid dessiccant cooling.

Una ruota di deumidificazione è un reattore rotante che contiene materiale adsorbente solido, impaccato oppure impregnato su una matrice, che durante la rotazione attraversa in maniera continua sia il condotto in cui passa l'aria di processo da deumidificare, sia il condotto nel quale passa aria calda che serve a rigenerare la matrice igroscopica. La rotazione tra i due condotti paralleli definisce due sezioni circolari di funzionamento definite appunto, di rigenerazione e di deumidificazione. Tra queste due sezioni è in genere

³ L'approssimazione è valida a temperatura e umidità prossime a quelle ambiente, per le quali il contenuto di vapore in aria è estremamente ridotto e si può quindi trascurare il contributo entalpico della fase liquida che viene estratta dal flusso stesso. Tale approssimazione come si vedrà non è applicabile ai flussi ad alta temperatura ed umidità per i quali il rapporto in massa tra vapore e aria è elevato.

posta una sezione di purga nell'attraversamento della quale la matrice si raffredda e depura dopo il processo di rigenerazione. Come detto in precedenza la rigenerazione può essere condotta con aria riscaldata a media-bassa temperatura compresa in genere tra i 40-80°C.

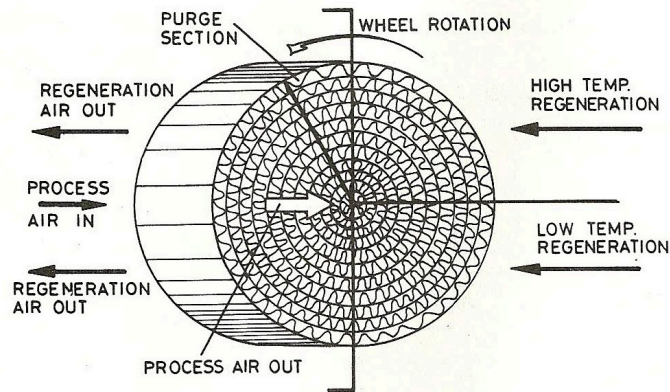


Figura 4. Diagramma di sistema rotante con sezioni di deumidificazione e di rigenerazione "dessiccant wheel" (fonte [4])

Tali temperature sono compatibili con il recupero di cascami termici o con alimentazioni da fonti rinnovabili quali: fonte solare e geotermica. Ciò rende questi sistemi già commercialmente competitivi con l'utilizzo di zeoliti o silica gel. Come mostrato in diversi studi, l'utilizzo di materiali adsorbenti avanzati, quali i MOF o materiali ad essi equivalenti, comporterebbe un grande beneficio soprattutto in termini di ingombri, che rappresenta la più grande limitazione alle applicazioni attuali.

2.1.3 Considerazioni sull'applicazione dei cicli ad adsorbimento a ciclo aperto

I sistemi sopra esposti che sfruttano la capacità di essiccazione di materiali solidi (SDC) presentano diversi vantaggi [12]:

1. Possono essere alimentati da calore a bassa temperatura, come calore di scarto o da fonte rinnovabile (solare, geotermico, etc.).
2. Il fluido di lavoro è direttamente aria e i materiali utilizzati sono in genere innocui per l'ambiente.
3. La deumidificazione con materiali adsorbenti risulta essere energeticamente molto economica e pratica.
4. I sistemi SDC possono trattare aria con temperature di rugiada molto inferiori ai sistemi tradizionali di deumidificazione.
5. L'essiccamento nei sistemi tradizionali prevede una prima fase di raffreddamento ed un post-riscaldamento mentre nei sistemi SDC avviene in maniera quasi isoentalpica.
6. Gli essiccanti solidi non comportano problemi di corrosione come avviene per quelli liquidi.
7. Hanno poche parti in movimento
8. Bassi livelli di vibrazione e rumore
9. Bassi livelli di manutenzione
10. Vita utile elevata

In particolare i sistemi visti in precedenza a ruota di deumidificazione sono affidabili e presentano COP che possono arrivare a valori di 0,8-1,0 per sistemi con azionamento mediante processi di combustione, mentre il COP scende a valori di 0,4-0,6 per sistemi elio-assistiti. Inoltre questi sistemi possono essere economicamente concorrenziali rispetto ai tradizionali sistemi di condizionamento dell'aria basati su macchine frigorifere a compressione di vapore, in particolare quando si opera con elevati carichi termici latenti e quindi sono richiesti valori di umidità di immissione dell'aria particolarmente bassi (temperature

di rugiada di immissione inferiori a 5°C). Inoltre il trattamento dell'aria con ruote di deumidificazione produce un effetto battericida significativo nonché un abbattimento delle polveri [13].

Più in generale a dimostrazione della validità tecnica dei sistemi SDC si può affermare che i sistemi a ciclo aperto, sia con soluzioni igroscopiche che con ruote di deumidificazione, possono essere, allo stato attuale già economicamente competitivi.

2.2 Potenzialità applicative dei materiali innovativi

In diversi studi scientifici, oggetto di approfondimento in questa relazione, si pone uno specifico accento sul possibile utilizzo dei MOF (ovvero su materiali aventi un comportamento igroscopico equivalente) per cicli aperti o chiusi in quanto caratterizzati da una ricca varietà di tipologie in termini di composizione e struttura. Ciò li rende molto versatili rispetto a materiali largamente studiati ed utilizzati come la silica gel e le zeoliti tradizionali. La loro versatilità è anche legata alla possibilità di intervenire sulle caratteristiche di adsorbimento variando i gruppi funzionali del materiale arrivando quindi a adattare il materiale alla funzione e non viceversa.

In particolare ciò che rende questi materiali competitivi risiede nella:

- Forma della isoterma ad "S".
- Capacità di adsorbire una notevole quantità di acqua per unità di volume e di massa.

La prima caratteristica è legata alla termodinamica del ciclo, in quanto una isoterma ad "S" porta ad avere dei cicli termodinamici in cui gli scambi di calore in adsorbimento e desorbimento avvengono a temperatura costante come mostrato in

Figura 5, in cui si evidenzia la differenza con un ciclo formato da isoterme non "S" shaped. Ciò comporta senza dubbio un'efficienza di ciclo maggiore avendo escluso una fonte di irreversibilità termica importante. La seconda caratteristica è invece legata alla realtà impiantistica, in quanto alte capacità di adsorbimento comportano ingombri minori.

Gli studi in atto confermano questa direzione e propongono l'uso di questi materiali come valida alternativa per i sistemi adottati finora nel campo del condizionamento e/o del recupero di cascami termici.

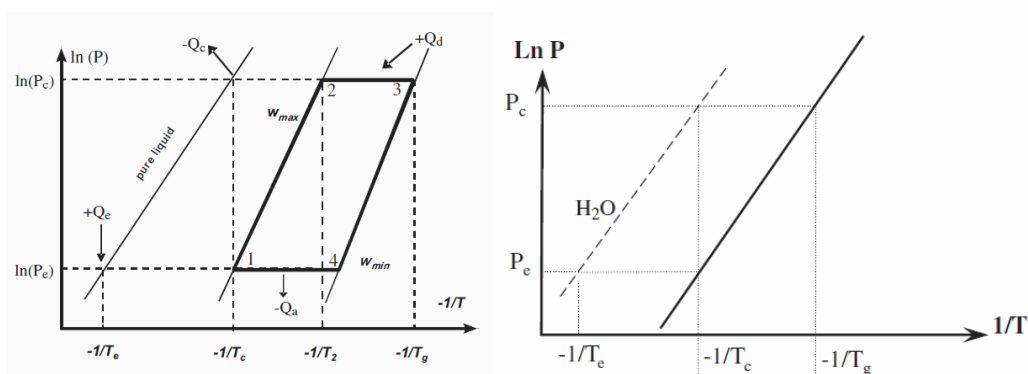


Figura 5. Rappresentazione del ciclo termodinamico tramite isostere ed isobare. Nella figura di sinistra si rappresenta il ciclo di trasformazioni per un materiale adsorbente non "S" shaped. Sulla destra il ciclo degenerare (isobare puntiformi) evolvente tra le temperature T_c e T_g [4]

3 Cascami recuperabili nei processi agroalimentari di essiccamento: il caso della pasta

3.1 Scelta del caso di studio

Nella fase di selezione di un caso di studio da individuare nell'ambito dell'ampia casistica dei processi produttivi del settore agroalimentare suscettibili di efficientamento mediante recupero di cascami termici con impiego di materiali adsorbenti, è stata adottata una logica di valutazione basata sull'applicazione di criteri discriminanti, basati su motivazioni tecnologiche, energetiche ed economiche imposte per massimizzare le probabilità di successo dell'iniziativa, che hanno permesso di restringere via via i possibili ambiti di applicazione, fino a portare all'individuazione del caso esposto nel presente rapporto, ovvero il processo di essiccamento della pasta alimentare.

Nello specifico si è imposto che:

- il recupero dei cascami termici dovesse avvenire mediante adozione di *cicli di tipo aperto*, infatti, come mostrato nel precedente capitolo, i sistemi a ciclo chiuso basati su materiali adsorbenti presentano limiti intrinseci che li rendono meno efficienti e sostanzialmente più costosi rispetto ai sistemi ad adsorbimento, mentre i sistemi aperti presentano vantaggi competitivi che li rendono già oggi commercialmente più profittevoli nell'ambito dei processi di deumidificazione in sistemi di trattamento dell'aria [3]. Si è quindi ritenuto più opportuno indirizzare l'attività di ricerca verso applicazioni che avessero già all'origine maggiori probabilità di raggiungere, nel breve periodo, un livello di maturità industriale;
- i cascami termici da recuperare fossero disponibili con continuità nel tempo e in condizioni pressoché costanti. In altri termini si è preferito considerare un processo con flussi presenti durante tutto l'anno, privi di fluttuazioni stagionali significative. Questo aspetto è stato considerato indispensabile al fine di poter prevedere nell'arco dell'anno un elevato numero di ore equivalenti di funzionamento del sistema di recupero, che in un'ottica industriale rappresenta una condizione da rispettare al fine di garantire il rapido rientro del costo di investimento dell'impianto (che deve infatti ripagarsi grazie ai risparmi energetici e quindi economici conseguiti). Uno dei principali limiti alla diffusione di tecnologie innovative di efficientamento energetico è infatti legato agli irrisori benefici economici che si possono conseguire soprattutto nelle fasi iniziali di introduzione della tecnologia sul mercato, quando i costi di implementazione sono necessariamente elevati a causa della limitata maturità tecnologica della stessa.
- i cascami termici da recuperare fossero ad elevato contenuto entalpico, ovvero ad elevato contenuto specifico di vapore, al fine di garantire densità energetiche elevate;
- il processo industriale di riferimento fosse di interesse in ambito nazionale, sia da un punto di vista economico che di visibilità ed impatto.

L'imposizione del rispetto delle prime due condizioni ha ristretto fortemente il campo delle possibili applicazioni, in quanto la prima condizione prevede necessariamente la presenza di un flusso di aria da deumidificare, mentre la seconda esclude processi di trattamento dell'aria ai fini del condizionamento ambientale, notoriamente molto sensibili alle fluttuazioni stagionali.

Per tale motivo la scelta è stata ristretta ai processi di essiccamento industriali, a ciclo continuo, escludendo quindi i processi di essiccamento della frutta che risentono chiaramente della stagionalità del raccolto.

I processi di essiccamento sono infatti caratterizzati da una elevata densità energetica, e ad ogni processo di essiccazione è associata la produzione di un flusso di aria calda ed umida che, per l'elevato contenuto

entalpico, rappresenta un cascame termico (ed idrico) che allo stato attuale della tecnologia non può essere recuperato, se non in minima parte.

A supporto di tale scelta vi sono poi le stime sull'impatto dei processi di essiccazione, largamente utilizzati nell'industria di produzione della carta, di lavorazione del legno, di trasformazione dei prodotti alimentari, che nei paesi sviluppati rappresentano una importante quota del consumo energetico nazionale (secondo [8] per una percentuale che va dal 9% al 25%, sebbene si ritiene che tale valutazione risulti forse esagerata).

Valutando quindi i principali processi di essiccazione nel settore agroalimentare si è giunti alla conclusione che il processo di produzione della pasta alimentare potesse essere quello più interessante da un punto di vista del futuro sviluppo industriale di un sistema di recupero energetico; in particolare perché si tratta di un processo continuo, che non prevede stagionalità, effettuato a temperature sufficientemente alte e largamente diffuso sul territorio nazionale. Si è quindi scelto di investire in un settore che presenta importanti margini di efficientamento.

3.2 Processi di produzione della pasta

I processi di produzione della pasta sono variati in maniera consistente nel corso del tempo. L'evoluzione di metodologie e procedure è stata accompagnata dalla notevole spinta produttiva del dopoguerra in Italia ed in Europa. In particolare ha avuto notevole importanza lo studio e la comprensione dei parametri che influiscono sulla qualità finale del prodotto. Dallo studio di questi fattori si è potuto procedere ad una evoluzione continua dei processi produttivi, con il fine ultimo di migliorare la capacità produttiva vista la sempre maggior richiesta.

La produzione della pasta si compone di tre passaggi riassumibili in: impasto, formatura, essiccazione. Le prime due fasi sono svolte con macchinari estremamente compatti, con un dispendio energetico relativamente ridotto e con capacità produttive elevate. La fase di essiccazione invece rappresenta il vero collo di bottiglia di tutto il processo ed è la fase che ha visto i maggiori sforzi ed interventi tecnologici negli ultimi 50 anni.

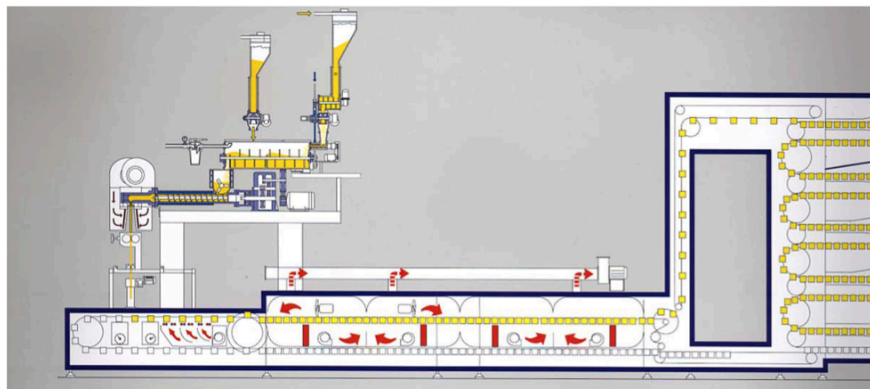


Figura 6. Sezione di un impianto per la pastificazione in cui si mostrano le tramogge ed il gruppo impastatrice che alimentano un nastro trasportatore a monte dell'essiccatore

Questa fase del processo ha lo scopo di far diminuire il contenuto di acqua della pasta fresca al fine di permetterne la conservazione per lungo tempo e per lungo tempo è stata svolta per mezzo di essiccazione in aria. Oggi tale soluzione non è più applicata a livello industriale in quanto il processo in questa modalità operativa risulta essere eccessivamente lung, inoltre per produzioni elevate necessita di ampi spazi in cui essiccare il prodotto prima della vendita. Unico vantaggio risulterebbe la sostenibilità energetica intrinseca del processo stesso.

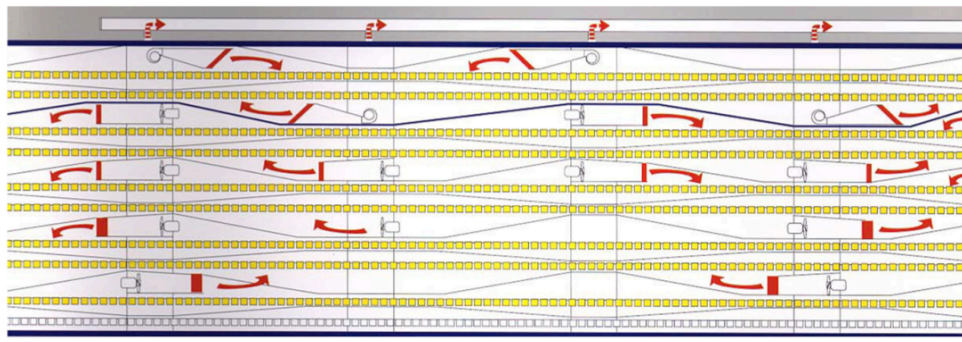


Figura 7. Sezione di un essiccatore multipiano in cui sono evidenziati i flussi di aria

Le esigenze produttive hanno quindi spinto verso un processo molto energivoro ma con capacità produttive sensibilmente maggiori.

Il progressivo incremento di produzione è stato quindi accompagnato dalla progressiva concentrazione di potenza degli impianti di essiccazione resa possibile grazie all'aumento delle temperature di processo: dagli anni '60 in poi si è passati dalle essiccazioni con metodi tradizionali a quelle ad alta ed altissima temperatura denominate con gli acronimi HT e THT.

Lo sviluppo tecnologico in questo campo ha visto quindi una notevole diversificazione dei processi ad opera delle diverse case costruttrici di impianti di pastificazione ed essiccazione. Un esempio di questa diversità nei processi di essiccazione è mostrata in

Figura 8,

Figura 9 e

Figura 10. In queste sono riportati diversi diagrammi rappresentativi del processo di essiccazione per la produzione di pasta lunga, in particolare della tipologia spaghetti. Come si può notare i parametri fondamentali in questa fase sono: la temperatura e l'umidità dell'aria all'interno dell'essiccatore e il tempo di ciclo o di permanenza nelle diverse fasi del processo.

L'effetto finale, l'umidità della pasta, invece ha andamenti piuttosto simili nei diversi metodi di essiccazione. Generalmente all'uscita del gruppo impastatrice la pasta ha un'umidità che oscilla tra il 33% ed il 29% e deve giungere a fine essiccazione ad un umidità inferiore al 12,5% .

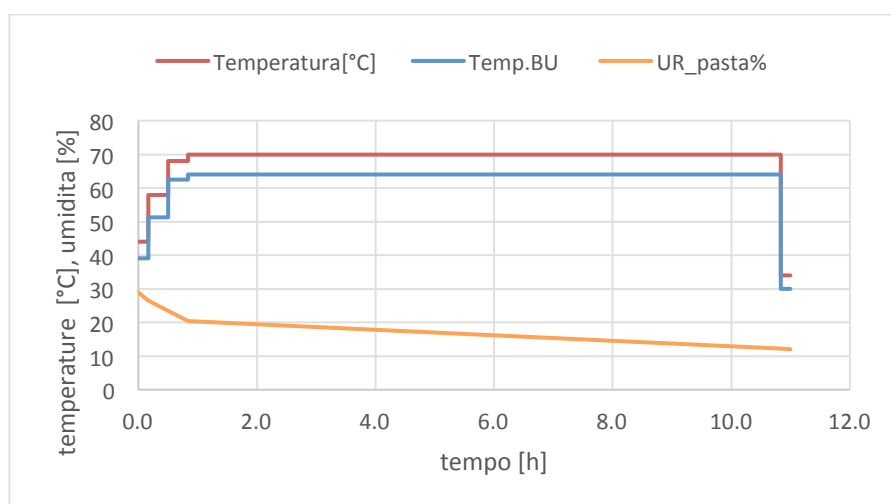


Figura 8. Digramma parametri di essiccazione Braibanti, pasta lunga, HT caso 1

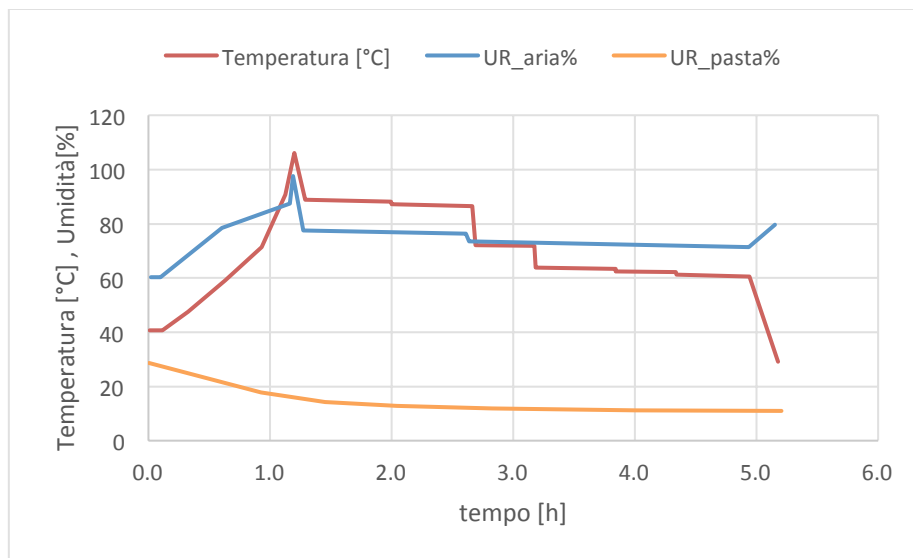


Figura 9. Digramma parametri di essiccazione Pavan, pasta lunga, processo THT

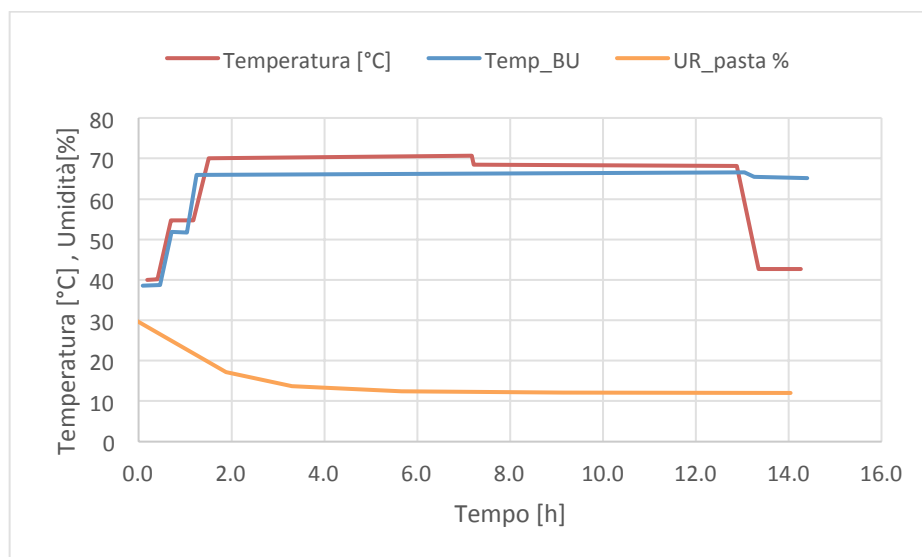


Figura 10. Digramma parametri di essiccazione Braibanti, pasta lunga, HT caso2

Nonostante la grande diversificazione dei parametri funzionali i processi di essiccazione si compongono tutti di tre fasi:

- pre-essiccazione o incartamento
- essiccazione
- raffreddamento

L'incartamento è la prima fase del processo e per certi versi anche la più importante e delicata. Questa è contraddistinta dalla massima concentrazione di potenza, infatti la sua durata oscilla in genere dai 45 ai 120 minuti ed è pertanto molto ristretta rispetto al tempo totale del processo (circa 14 ore), mentre la diminuzione di umidità ad essa associata è molto elevata rappresentando ben oltre il 50% di quella dell'intero processo di essiccamento. Nello specifico la pasta in uscita da questa fase ha un'umidità che varia dal 21% fino anche 15%.

È proprio l'esistenza di questa fase iniziale ad elevata concentrazione di potenza che ha permesso di incrementare notevolmente i livelli produttivi ed infatti è la fase nella quale si sono focalizzati i maggiori

sforzi di ricerca e sviluppo e che nel tempo ha beneficiato dei principali miglioramenti tecnologici con incrementi di temperatura e di potenza via via maggiori negli anni.

La fase di essiccazione vera e propria ha invece una durata molto maggiore (dell'ordine delle 10-11 h) ed ha principalmente due scopi. Uno è di permettere alla pasta di rilassare le tensioni interne dovute alle alte temperature precedentemente applicate. Il secondo è di permettere l'estrazione del contenuto di acqua rimasto più in profondità nell'impasto ed arrivare ad umidità inferiori ai 12,5%.

La fase di raffreddamento, che chiude il processo, non è importante ai fini della riduzione di umidità nella pasta. Il suo scopo è quello di raffreddare la pasta e stabilizzare così il processo di essiccazione che per inerzia termica continuerebbe anche oltre l'uscita del prodotto dall'essiccatore, in maniera incontrollata. Il prodotto all'uscita di questa fase può essere definitivamente imbustato.

Dal punto di vista impiantistico un essiccatore è composto da diversi scompartimenti all'interno dei quali circola aria a temperatura ed umidità controllate, con diversi valori di riferimento fissati per ogni settore. Sonde di temperatura e umidità permettono di regolare il processo gestendo i flussi di rinnovo e gli scambi termici.

In particolare, con riferimento ad una generica sezione mostrata in maniera schematica in

Figura 11, con continuità e secondo le esigenze di processo l'aria di rinnovo viene prelevata dall'esterno e miscelata con l'aria di ricircolo e la miscela così ottenuta viene riscaldata fino alle condizioni volute. L'aria calda attraversa quindi il nastro di trasporto o le canne sulle quali viene trasportata la pasta incrementando la sua umidità e, sempre con continuità, parte del flusso di aria calda e fortemente umidificata viene espulso. Le sonde tramite il sistema di controllo agiscono in maniera autonoma e separata sia sul flusso di aria di rinnovo che sul calore ceduto.

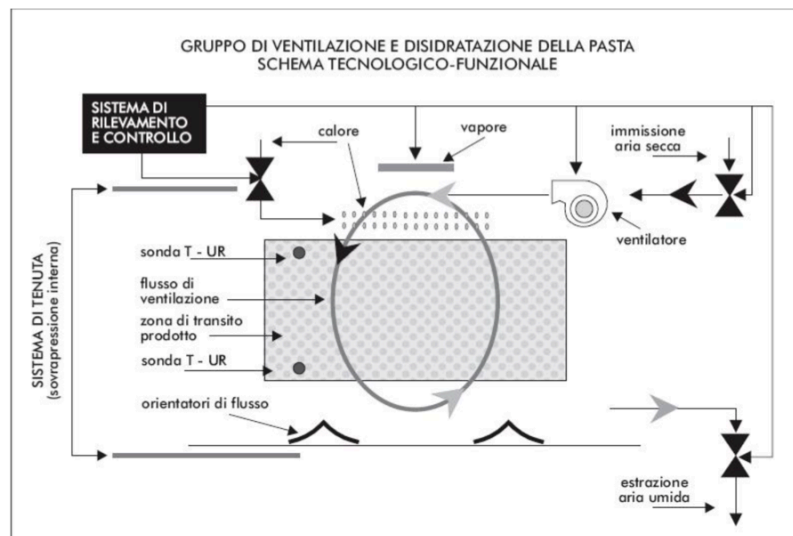


Figura 11. Schema funzionale di un gruppo di ventilazione all'interno di un essiccatore

Infine dalla

Figura 12 si può avere una rappresentazione più ampia della sezione di un essiccatore in cui si vede come i ventilatori vengano montati contrapposti così da far passare l'aria dalla parte superiore del tunnel verso il basso, dove incontra prima la batteria di acqua calda e poi la pasta. Sul fondo sono posizionati dei deflettori che la reindirizzano verso l'alto dove incontra di nuovo la pasta, assorbendo ulteriormente acqua.

L'aria umida in eccesso viene espulsa e ricambiata grazie ad altri ventilatori che si trovano al di fuori del tunnel e che vengono regolati grazie ad una sonda di umidità posta vicino alle prese di aspirazione.

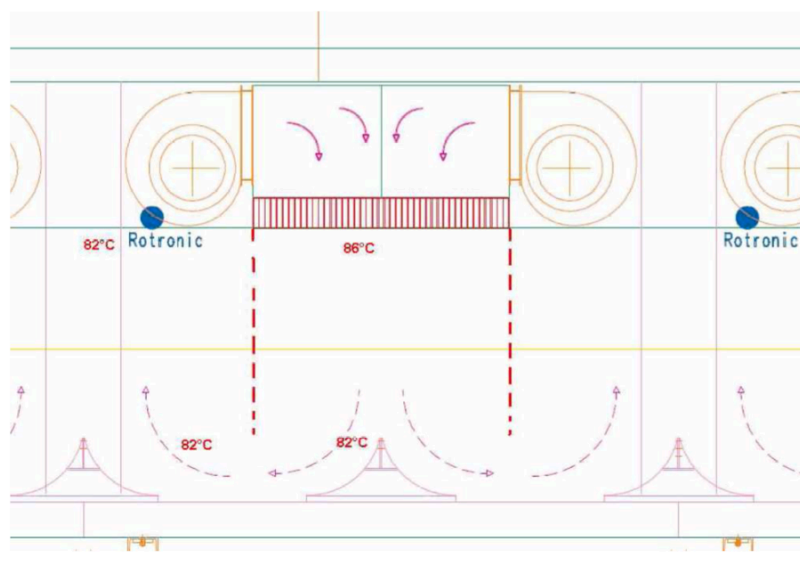


Figura 12. Sezione interna di parte di un essiccatore

3.3 Cascami termici e idrici nei processi di essiccamento della pasta

Come visto nel precedente paragrafo il processo di produzione della pasta può essere realizzato in numerose varianti, che portano a differenti disegni della linea di produzione e diverse modalità operative di gestione della stessa. Tali varianti sono spesso dettate dalla necessità di configurare il processo in base alle caratteristiche specifiche delle materie prime impiegate e del prodotto che si vuole ottenere (caratteristiche organolettiche, tempi di cottura ecc.), ma possono anche dipendere dal semplice fatto che il generico pastificio prediliga per “tradizione” una soluzione tecnologica ad un’altra; nel qual caso può esservi la tendenza a personalizzare il processo valorizzando nel tempo l’esperienza maturata nella gestione dello stesso e, nel caso di produzioni di qualità, associando il particolare metodo di produzione alla tipicità del proprio prodotto, rendendolo identificativo del marchio.

Con riferimento specifico alla fase di essiccamento tutto questo si traduce in profili di temperatura e umidità residua della pasta e in parametri di processo, quali soprattutto temperature, umidità e portate dell’aria in ingresso/uscita dall’impianto e/o riciclate, molto differenti da caso a caso. Volendo caratterizzare energeticamente il processo di essiccamento al fine di effettuare una valutazione quantitativa dei reali margini di efficientamento disponibili, appare pertanto chiaro che risulta difficile riferirsi ad un processo generalizzato che prescindere dalla specificità delle diverse modalità operative adottate dai produttori.

Per tale motivo di seguito viene presentata una schematizzazione sufficientemente generica del processo di lavorazione della pasta secca che permette di valutare da un punto di vista puramente qualitativo i cascami termici ed idrici in esso presenti e le potenzialità di recupero degli stessi, rimandando per gli aspetti quantitativi al successivo capitolo nel quale verrà considerato più nel dettaglio, a puro scopo esemplificativo, un possibile caso applicativo corrispondente ad un impianto reale individuato in letteratura (tratto da [6]).

Il processo di produzione della pasta nel suo complesso può essere visto come la successione di due fasi, la prima che comprende la formazione e la lavorazione dell’impasto e che termina con la trafilatura, la seconda costituita dall’essiccamento. Tali fasi si realizzano rispettivamente in due distinte sezioni della linea di produzione: l’impastatrice e l’essiccatore.

Concentrando l’attenzione sui flussi energetici e di massa di maggiore interesse che attraversano dette due sezioni di impianto (viste in questo approccio semplificato come blackbox) è possibile definire lo schema di massima rappresentato nella sottostante **Figura 13**.

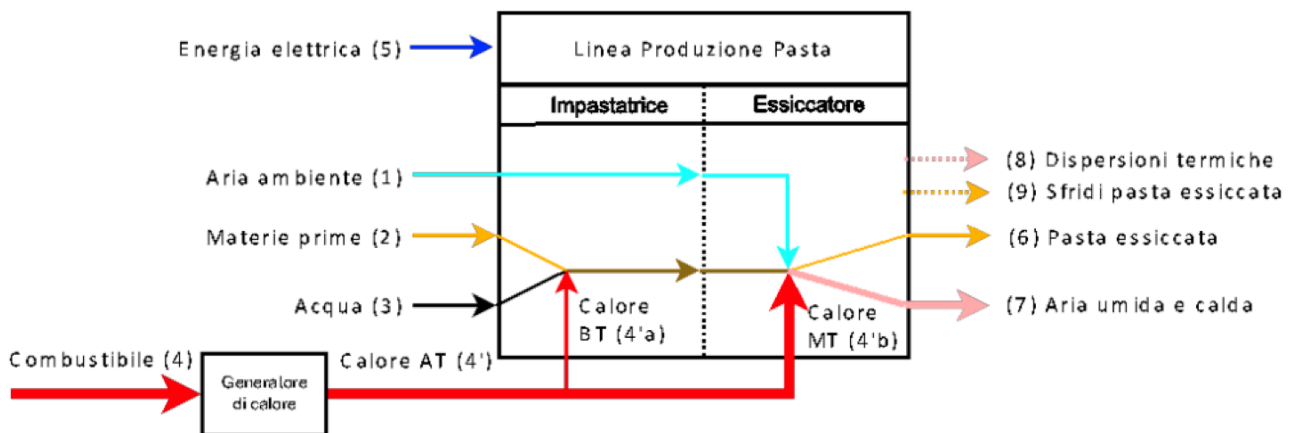


Figura 13. Schematizzazione dei flussi energetici e di massa in un generico processo di essiccamento della pasta

Analizzando singolarmente ciascuno dei flussi riportati nello schema è possibile individuare i cascami in essi presenti, evidenziando le potenzialità e i limiti del loro recupero, nonché comprendere quali siano le inefficienze più meno manifeste che caratterizzano il processo produttivo.

- (1) Aria ambiente: l'aria prelevata dall'esterno viene impiegata nell'essiccatore come fluido termovettore e come mezzo di trasferimento all'esterno, mediante il flusso (7), dell'umidità sottratta alla pasta.

Come ampiamente descritto nel precedente paragrafo, all'interno dell'essiccatore vi è aria calda e umida che viene continuamente ricircolata in ciascuna delle varie sezioni in cui questo è suddiviso; tale aria lambendo la pasta si umidifica seguendo una trasformazione approssimativamente isoentalpica e conseguentemente si raffredda, successivamente passando attraverso scambiatori di calore – alimentati dal flusso (4'b) - incrementa il suo contenuto energetico riportandosi al valore di temperatura di inizio ciclo. Il flusso (1) nello schema di **Figura 13** rappresenta la somma di tutti i flussi di aria secca di rinnovo inviati alle varie sezioni dell'essiccatore che si miscelano continuamente con i flussi ricircolati ottenendo una regolazione del contenuto medio in umidità dell'aria ricircolata; parallelamente il flusso (7) rappresenta l'insieme di tutti i flussi caldi ad elevato tasso di umidità espulsi dalle medesime sezioni dell'essiccatore per compensare i flussi in ingresso e mantenere così costante il contenuto di aria all'interno dell'apparecchiatura. A meno di perdite per trafilamenti e dispersioni di aria dalle sezioni di ingresso ed uscita dell'essiccatore, la portata di aria secca relativa al flusso (1) in ingresso è pari alla portata di aria secca del flusso (7) in uscita dall'apparecchiatura.

- (2) Materie prime: sono tutte le sostanze (principalmente farine, uova ecc., esclusa l'acqua d'impasto) utilizzate nella formazione dell'impasto e che quindi concorrono alla formazione del flusso (6) pasta essiccata, cioè del prodotto finito, nonché del flusso (9) costituito dagli sfidi di pasta essiccata, presenti soprattutto nel caso di pasta lunga. Poiché il contenuto di umidità delle materie prime all'ingresso dell'impastatrice, pur potendo variare da caso a caso, si aggira generalmente intorno al 14% in peso (riferito alla sostanza umida), mentre quello della pasta secca in uscita dall'impianto per esigenze di conservazione deve essere sempre inferiore al 12,5% (sempre riferito alla sostanza umida), la portata di acqua in ingresso con il flusso (2) risulta sostanzialmente equivalente (ovvero di poco superiore) a quella in uscita con l'insieme dei flussi (6) e (9). Nell'ambito della presente

valutazione qualitativa, in prima approssimazione, viene trascurato il contributo dei flussi (2), (6) e (9) al bilancio di massa, globale d'impianto, dell'acqua.

(3) Acqua: acqua potabile in ingresso all'impastatrice per la formazione dell'impasto. Tale flusso di massa lo si ritrova quasi integralmente in uscita dall'essiccatore nella forma di vapore contenuto nel flusso (7) di aria umida disperso in ambiente. **L'acqua rappresenta quindi una materia prima potenzialmente recuperabile a valle del processo** in quanto non concorre alla formazione del prodotto finito che come visto al punto precedente possiede un contenuto di acqua in genere inferiore a quello delle materie prime impiegate nella formazione dell'impasto.

(4) Combustibile: viene utilizzato per l'alimentazione del generatore di calore. Il calore generato, rappresentato nello schema dal flusso (4'), viene prodotto a temperature medio alte (comunque inferiori a 200°C) ma è impiegato sia a temperature basse (anche inferiori a 50 °C) nell'impastatrice, come indicato dal flusso (4'a), sia a temperature medie (intorno ai 70-100°C) nell'essiccatore, come indicato dal flusso (4'b). Il flusso energetico associato è destinato prevalentemente ad alimentare l'evaporazione dell'acqua e a compensare le perdite di calore verso l'esterno (che in molti casi possono essere molto consistenti): lo si ritrova quindi nell'entalpia del flusso (7) dell'aria umida in uscita dall'essiccatore al netto di dette dispersioni termiche.

In merito alla temperatura di fornitura del calore va osservato che per esigenze costruttive degli scambiatori di calore, in particolare per contenere il più possibile le superfici di scambio termico e quindi l'impiego di materiale metallico, in fase di progettazione generalmente si cerca di ricorrere ad elevate differenze di temperature di scambio termico; pertanto il calore viene fornito all'essiccatore a temperature prossime o superiori ai 130 °C. Tale scelta è chiaramente motivata dal fatto che il calore è generato a partire da combustibile fossile e non vi è quindi alcun beneficio economico-energetico nel generare il calore a temperatura minore, più prossima a quella effettiva (medio-bassa) alla quale questo è richiesto dal processo; diversamente benefici energetici consistenti e proporzionali all'abbassamento della temperatura di alimentazione si avrebbero nel caso in cui si impiegasse per la generazione di tale calore un sistema a pompa di calore (cioè "a ciclo inverso"), il cui rendimento come noto si riduce fortemente al crescere della temperatura di condensazione del fluido di lavoro, ovvero altre fonti energetiche come ad esempio quella solare, per la quale l'efficienza di captazione si riduce con la temperatura di lavoro dei pannelli secondo una legge dipendente dalla tecnologia adottata.

Il caso più rilevante per il quale è importante ridurre il più possibile la temperatura di fornitura del calore è quello della produzione per via *cogenerativa*, che *allo stato attuale della tecnologia rappresenta l'intervento di efficientamento energetico più frequentemente suggerito per un impianto di essiccazione*. È infatti noto che in tutti i casi nei quali si è in presenza di richiesta continua di calore nel tempo e a un livello di temperatura medio-basso, la cogenerazione risulta essere *una soluzione estremamente vantaggiosa in termini energetici ed ambientali, sebbene la sua profittabilità economica, fortemente influenzata dai costi di gestione e da prezzi di mercato dei vettori energetici, non possa essere garantita a priori ma debba essere attentamente valutata caso per caso*.

Nello specifico la riduzione della temperatura di alimentazione degli scambiatori di calore dell'essiccatore fino a livelli prossimi a 100°C (o di poco inferiori), a pari temperature di processo dell'aria da riscaldare, deve essere necessariamente applicata almeno ad una parte di essi per raggiungere efficienze accettabili di recupero del calore (cogenerato) prodotto dal motore primo. In particolare, nel caso più comune nel quale il motore primo è rappresentato da un motore alternativo a combustione interna, è previsto il recupero del calore dai fumi di scarico e, a bassa temperatura, dai fluidi di raffreddamento del motore stesso, pertanto innalzando le temperature di alimentazione dell'essiccatore oltre i 100°C si ridurrebbe progressivamente la quota di calore recuperabile dai fumi e oltre un certo livello (variabile da modello a modello) si annullerebbe completamente il recupero dai fluidi. Nel caso invece di microturbine a gas, essendo il recupero

operato esclusivamente dai fumi, vale il medesimo discorso della riduzione della quota di calore recuperabile al crescere della temperatura di recupero del calore. Infine nel caso delle turbine a vapore a contropressione l'innalzamento della temperatura di condensazione riduce sensibilmente la quota di energia elettrica producibile dalla turbina a pari portata di vapore.

In tutti questi casi una integrazione ottimale dovrebbe pertanto prevedere un recupero termico a due o più livelli di temperatura, da definire in funzione del profilo termico del essiccatore e della tecnologia cogenerativa adottata, in modo da massimizzare il recupero termico o nel caso della turbina a vapore la produzione di energia elettrica cogenerata.

In ogni caso, si sottolinea il fatto che la cogenerazione rappresenta un intervento di efficientamento riguardante la modalità di generazione del calore di alimentazione dell'impianto di produzione della pasta, e non agisce in alcun modo sul recupero dei cascami termici generati dal processo di essiccazione.

- (5) Energia elettrica: viene impiegata per azionare i diversi componenti meccanici (impastatrice, nastri trasportatori, ventilatori ecc) delle due sezioni di impianto, e in alcune soluzioni impiantistiche può essere impiegata per alimentare alcune sezioni di riscaldamento (per la regolazione fine della temperatura di processo) o per alimentare chiller usati per il raffreddamento rapido della pasta in uscita dall'essiccatore (caso non incluso nel presente studio). Il consumo di energia elettrica strettamente connesso al processo produttivo è comunque estremamente limitato rispetto a quello di energia termica rappresentando non più del 10-15 %⁴ del consumo energetico totale. Sebbene il processo sia continuo e sostanzialmente stazionario, con potenze termiche ed elettriche assorbite costanti nel tempo, *il fatto che i consumi termici siano fortemente maggiori (85-90% del totale) di quelli elettrici rende la soluzione cogenerativa non sempre profittevole.* Il rapporto tra energia elettrica ed energia termica prodotte dagli attuali cogeneratori sul mercato, ormai altamente efficienti, è dell'ordine dell'1:1, pertanto un impianto progettato per soddisfare completamente le esigenze termiche dell'essiccatore produrrebbe un quantitativo di energia elettrica fortemente in eccesso rispetto alle richieste del processo. Tale esubero potrebbe essere assorbito solo in minima parte da altre utenze dello stabilimento industriale, che presentano assorbimenti annui in genere dello stesso ordine di grandezza di quello elettrico dell'essiccatore ma che presentano profili orari molto variabili nel tempo (v. stessa fonte di cui alla precedente nota). Questo significa che buona parte della energia elettrica cogenerata dovrebbe essere riversata in rete e quindi venduta a prezzi notoriamente non remunerativi. L'alternativa adottata nei casi applicativi è quindi quella di installare cogeneratori dimensionati per soddisfare solo una piccola parte della richiesta termica dell'essiccatore in modo da limitare il più possibile la produzione di potenza elettrica in eccesso. Va però osservato che l'adozione di un impianto di cogenerazione, non sostitutivo ma ad integrazione di una caldaia di elevata potenza che deve rimanere in esercizio, comporta un incremento della complessità di impianto e dei relativi oneri di gestione non sempre giustificabili, questi fattori influiscono infatti pesantemente sulla valutazione tecnico-economica complessiva dell'investimento. Inoltre il pragmatismo delle aziende porta spesso ad ignorare tali soluzioni di efficientamento quando i benefici in termini di risparmio energetico, o più che altro economico, sono marginali rispetto alla spesa energetica complessiva.
- (6) Pasta essiccata: rappresenta il prodotto finito del processo produttivo. All'uscita dal processo di lavorazione la pasta viene inviata ai sistemi di confezionamento che non sono stati considerati nell'ambito del presente studio in quanto non interessati dal processo di efficientamento proposto.
- (7) Aria umida e calda: il flusso di aria umida e calda in uscita dall'essiccatore rappresenta **il principale cascame del processo**. Come detto, il flusso (7) di **Figura 13** globalmente rappresenta la somma di tutti i flussi di aria umida espulsi dalle varie sezioni dell'essiccatore, che si trovano pertanto a

⁴ Fonte: Pastificio Lucio Garofalo S.p.A- RAPPORTO TECNICO DELL'IMPIANTO

diversi valori di temperatura e umidità relativa. Tale flusso è sostanzialmente costituito, in termini di:

- aria secca, dal flusso (1) entrante nell'impianto;
- umidità, dal flusso (3) di acqua inviata all'impastatrice (in prima approssimazione e con le precisazioni più sopra evidenziate);
- contenuto energetico, dalla quota parte del flusso (4'b) destinata ad alimentare termicamente il processo evaporativo dell'acqua contenuta nella pasta umida in uscita dalla trafila - al netto quindi della restante quota parte del flusso (4'b) destinata a compensare le dispersioni termiche - oltre ad una quota parte del flusso (4'a) che può essere, in prima approssimazione, trascurato.

Trattandosi di aria calda ad elevato tasso di umidità, ovvero elevato contenuto di vapore acqueo, l'entalpia del flusso (7) risulta estremamente elevata. Il fatto che il principale contributo entalpico sia rappresentato dal vapore acqueo rende però difficoltoso ovvero poco utile il recupero mediante condensazione per raffreddamento. In questo caso, infatti, il recupero energetico richiede l'abbassamento della temperatura del flusso almeno fino al raggiungimento della curva di saturazione dell'aria umida, e la progressiva condensazione richiede un continuo abbassamento della temperatura di recupero. Il calore viene quindi recuperato a partire da una temperatura già molto inferiore a quella di alimentazione del ciclo e pertanto risulta difficilmente utilizzabile all'interno del ciclo stesso.

Per meglio comprendere ciò nel seguente diagramma psicrometrico di [Figura 14](#) viene riportato come esempio un flusso in uscita ad 80°C con 80% di u.r.(umidità relativa): in questo caso specifico il calore di condensazione potrebbe essere recuperato a partire da temperature inferiori a 74,6 °C (temperatura di rugiada per le date condizioni di partenza dell'aria umida).

In alternativa, volendo utilizzare il flusso (7) di aria calda e umida in uscita dall'essiccatore per preriscaldare l'aria secca del flusso (1) in ingresso all'apparecchiatura, è immediato comprendere come soltanto una piccola parte di questo calore risulti utilmente recuperabile a tal fine considerando la diversa entità dei salti entalpici associati ai due flussi⁵.

⁵ L'aria secca in ingresso deve essere riscaldata dalla temperatura ambiente alla quale viene prelevata, in genere superiore ai 20 °C (essendo prelevata internamente all'edificio in cui è collocato l'essiccatore), fino alla temperatura di lavoro prossima agli 80°C. Pertanto considerando che l'aria a 20°C e al 50% di u.r. (qui assunta come aria secca) richiede circa 61 kJ/kg_{aria_secca} per effettuare il predetto salto termico di 60°C, che tale energia corrisponde alla condensazione di circa 0,026 kg di vapore a 80°C e che un flusso di aria umida satura ad 80°C contiene 0,37 kg di vapore per kg di aria secca e una entalpia di 1.065 kJ/kg_{aria_secca}, risulta che al massimo (in condizioni di scambio ideale) solo il 6,5% del flusso entalpico in uscita può essere trasferito al flusso in ingresso adottando tale modalità di recupero.

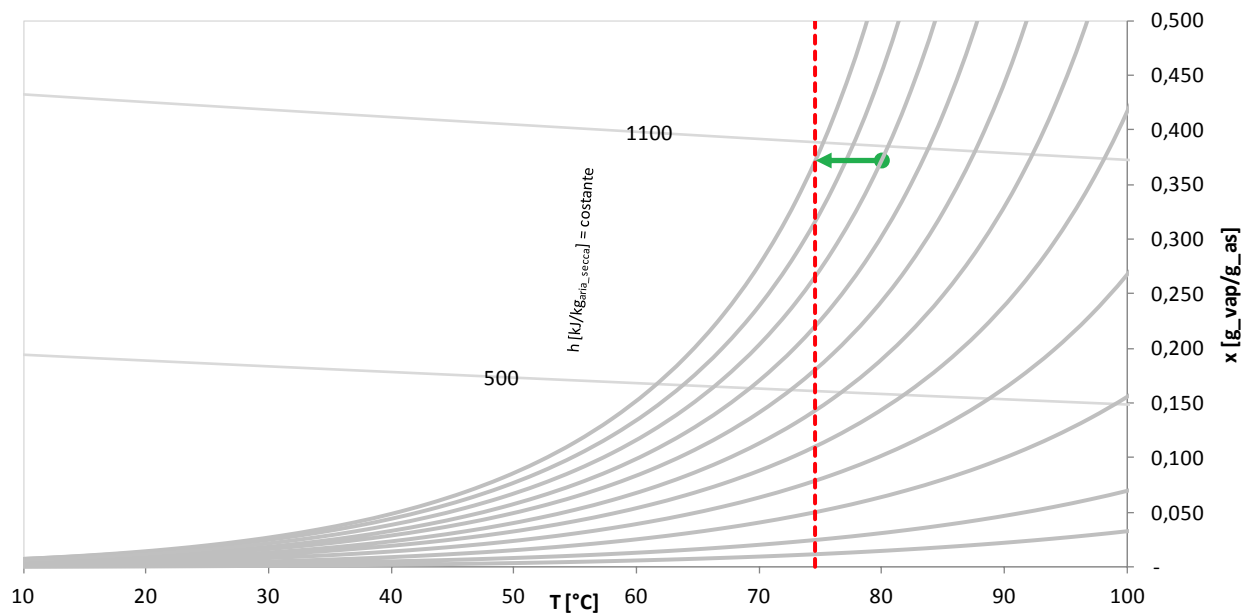


Figura 14. Esempio di diagramma psicrometrico di raffreddamento del flusso (7) di aria umida in uscita dall'essiccatore

La soluzione innovativa che nel presente studio si propone prevede invece l'impiego di un ciclo basato sui materiali adsorbenti di ultima generazione per il recupero contemporaneo del cascame energetico e di quello idrico. Nei seguenti paragrafi verrà descritta nel dettaglio la soluzione tecnologica che si intende adottare ma fin d'ora si sottolinea che, in contrapposizione alle tecniche di recupero cui si è accennato più sopra, *l'impiego di un materiale adsorbente risulta particolarmente indicato* per il recupero del cascame termico in quanto l'adsorbimento del vapore acqueo (cioè la sua condensazione sulla superficie del materiale adsorbente) in condizioni sostanzialmente isoentalpiche permette l'immediato recupero del calore di adsorbimento (circa pari a quello di condensazione) a temperatura superiore a quella del flusso (7) stesso. Inoltre nella fase di rigenerazione del materiale adsorbente è possibile, sotto opportune condizioni, recuperare integralmente il flusso di condensato rinviandolo eventualmente al ciclo o ad altri usi industriali.

- (8) Dispersioni termiche: le dispersioni termiche sono dovute sia alla trasmissione del calore attraverso l'involucro che ai flussi di aria calda dispersi verso l'esterno. Tutta la sezione di essiccazione lavora a temperature molto maggiori dell'ambiente e a causa della presenza di elevate velocità dell'aria continuamente ricircolata dai ventilatori, le dispersioni termiche verso l'esterno sono considerevoli anche in presenza di buoni isolamenti termici. Inoltre essendo l'essiccatore un sistema "aperto" che viene attraversato con continuità dalla pasta, vi è anche un problema connesso alla minimizzazione delle perdite di aria calda in corrispondenza delle sezioni di ingresso ed uscita della pasta stessa, nonché un problema di tenuta dell'involucro ai trafiletti. La minimizzazione di tali perdite prescinde dall'intervento di efficientamento del processo mediante recupero dei cascami termici ed è legato sostanzialmente alla corretta progettazione e realizzazione dell'involucro, sia in termini di isolamento termico che di contenimento dei trafiletti di aria.
- (9) Sfridi pasta essiccata: la pasta secca, in funzione della tipologia, può o meno essere tagliata in uscita dall'essiccatoio con produzione di sfridi che in genere vengono rinviati al processo o utilizzati tal quali in fase di confezionamento. Anche tale flusso e la sua minimizzazione esulano dal processo di efficientamento energetico più avanti presentato e pertanto nel prosieguo verranno trascurati.

3.4 Approccio metodologico per il recupero dei cascami termici e idrici

Nella definizione della metodologia di recupero di un cascame termico il primo e principale aspetto da considerare è la possibilità di impiegare utilmente il cascame in questione nell'ambito dello stesso processo produttivo o in altri processi presenti nello stesso insediamento industriale. In una realtà industriale ben definita sono note tutte le utenze termiche del sito produttivo, con i relativi profili di carico e i livelli di temperatura richiesti, ed è pertanto agevole individuare le potenzialità di impiego del cascame recuperato, sia internamente che esternamente al processo stesso, e quindi selezionare la soluzione impiantistica più congeniale al suo impiego.

Nel presente studio, con l'intento di valutare le potenzialità applicative dell'intervento di efficientamento proposto prescindendo dalle peculiarità di uno specifico impianto, dovendo necessariamente soddisfare un'esigenza di generalizzazione dei risultati ottenuti, si è proceduto ipotizzando che l'unica soluzione possibile di impiego del cascame termico recuperato fosse nell'ambito del processo di essiccamento stesso. Risulta ben chiaro che tale approccio è fortemente conservativo in quanto si escludono a priori soluzioni alternative che potendo prevedere una molteplicità di utenze termiche risulterebbero potenzialmente più vantaggiose; per tale motivo come si vedrà nel successivo capitolo, nel quale verrà descritta la tecnologia proposta, questa scelta limita le modalità di recupero dei cascami disponibili condizionando soprattutto i livelli di temperatura di alimentazione della fase di rigenerazione.

Va comunque sottolineato il fatto che prendendo in considerazione altre utenze termiche esterne in grado di ricevere il calore recuperato con la tecnologia proposta a temperature diverse da quelle richieste dall'essiccatore, tali limiti possono venire meno.

Per quanto riguarda infine l'impiego del cascame idrico recuperato, non si sono fatte supposizioni particolari per il suo utilizzo essendo l'acqua generalmente impiegata in una moltitudine di scopi in ambito industriale e civile, inoltre, essendo l'acqua facilmente accumulabile risulta facilitato l'impiego in tempi e/o luoghi diversi da quelli del recupero.

4 Definizione di una metodologia innovativa per il recupero di calore e acqua dal processo di essiccamento della pasta

Nel presente capitolo viene descritto il ciclo innovativo basato sull'impiego di materiali adsorbenti di ultima generazione, definito nell'ambito dell'attività di ricerca per realizzare il recupero dei cascami termici ed idrici associati ad un generico processo di essiccazione della pasta. In particolare viene illustrato il principio di funzionamento della tecnologia proposta introducendo lo schema generale di impianto che sintetizza, come già fatto nella **Figura 13** del precedente capitolo, i flussi energetici e di massa coinvolti nel processo produttivo della pasta modificato con l'adozione del ciclo stesso.

Successivamente con riferimento ad un caso applicativo reale, dedotto dalla letteratura [6], tenendo conto delle diverse sezioni in cui è organizzato l'impianto stesso, vengono fornite indicazioni quantitative sui parametri di processo e sulla base di questi effettuata una simulazione dei risparmi energetici e di consumo di acqua conseguibili implementando il ciclo innovativo proposto basato su un materiale ad adsorbimento di tipo MOF (o similare) ipotetico, caratterizzato da curve di adsorbimento di tipo V secondo la classificazione di Brunauer (classificazione BDDT) e un alfa pari a 0,45.

Vengono quindi fornite indicazioni sulle modalità di selezione dei materiali adsorbenti, tra cui la definizione dei requisiti minimi richiesti al fine di poter considerare un MOF (o altro eventuale materiale adsorbente equivalente) idoneo all'applicazione. In conclusione viene motivata la necessità, ai fini della prosecuzione dell'attività di sviluppo della tecnologia, di svolgere una campagna sperimentale preliminare a livello di laboratorio finalizzata alla completa caratterizzazione dei materiali selezionati.

4.1 Principio di funzionamento

Scopo dell'intervento di efficientamento energetico è quello di recuperare in maniera significativa il cascame termico e quello idrico presenti nel flusso (7) dello schema della **Figura 13** del precedente capitolo che rappresenta, come detto, la somma di tutti i flussi di aria calda ad elevato tasso di umidità espulsi dalle diverse sezioni dell'essiccatore.

Nel precedente capitolo 2 è stato brevemente richiamato il principio di funzionamento dei cicli ad adsorbimento aperti, per la deumidificazione dell'aria, e chiusi, per la realizzazione di sistemi a pompa di calore. Il ciclo proposto può considerarsi derivato dall'unione di un ciclo aperto, per il quale il flusso di aria da deumidificare è quello generato dall'essiccatore, e da uno chiuso, per il quale la rigenerazione del materiale adsorbente avviene a elevata temperatura con contestuale recupero al condensatore del calore a media temperatura, così come avviene in una generica pompa di calore ad adsorbimento in assetto invernale (sebbene in quel caso il recupero e l'alimentazione avvengano a temperature leggermente inferiori).

D'ora in avanti per semplicità di lettura riferendosi ai materiali adsorbenti si farà sempre diretto riferimento ad alcuni MOF opportunamente selezionati, ma si precisa che le stesse considerazioni devono essere considerate valide per tutti i materiali aventi comportamento equivalente, anche perché la selezione finale del materiale da impiegare per la realizzazione del ciclo dovrà essere fatta tenendo conto di una molteplicità di fattori di carattere tecnologico che in termini di applicabilità industriale hanno sicuramente maggiore rilievo di quelli esclusivamente termodinamici.

Un modo per comprendere il principio fisico alla base della metodologia proposta, più avanti illustrata nel dettaglio, è quello di osservare che alcuni MOF manifestano una maggiore affinità con l'acqua rispetto alla pasta in essiccazione; per tale motivo se la pasta da essiccare e il MOF si trovano in uno stesso ambiente si avrà un naturale processo di trasferimento dell'acqua dalla fase condensata trattenuta nell'impasto alla fase adsorbita (condensata) sulla superficie del MOF; tale processo procederà almeno finché il MOF non giunge a saturazione ed avviene attraverso trasformazioni isoentalpiche di evaporazione e successivo adsorbimento del vapore acqueo con un contributo energetico esterno potenzialmente nullo.

La temperatura e l'umidità relativa dell'aria, nella quale si disperde il vapore acqueo e che pertanto viene coinvolta negli scambi energetici tra le varie fasi presenti (sostanze solide – aria – vapore - acqua condensata), nonché l'eventuale ricircolo forzato della stessa, sono parametri che contribuiscono in maniera approssimativamente indipendente a determinare le cinetiche delle due trasformazioni.

Sfruttando tale effetto spontaneo di trasferimento dell'acqua dalla pasta al MOF è possibile ridefinire il processo industriale di essiccazione della pasta, che come mostrato è particolarmente oneroso da un punto di vista energetico non risultando possibili recuperi significativi dai flussi di aria calda ed umida da esso generati, prevedendo una prima fase di essiccazione della pasta con contestuale adsorbimento su MOF del vapore prodotto e una fase successiva di rigenerazione del MOF stesso **ad un livello di temperatura tale da permettere il recupero del calore di condensazione del vapore generato**. In prima approssimazione con questo approccio metodologico la fase iniziale richiede un'alimentazione termica limitata alla compensazione delle perdite di calore verso l'esterno, mentre la seconda fase richiede un'alimentazione termica a temperatura medio-alta ma con un contestuale recupero quasi integrale (a meno delle dispersioni verso l'esterno) dello stesso calore di alimentazione ad una temperatura leggermente inferiore (media temperatura). Tale calore potrà in linea di massima essere rinviato al processo per alimentare la fase di essiccazione (compensando le dispersioni termiche) ed altre sezioni dell'impianto.

Questa metodologia di efficientamento permette inoltre il recupero integrale dell'acqua di impasto che viene recuperata, a media temperatura, in fase condensata al pozzo caldo del condensatore.

Per garantire il funzionamento in continuo del sistema è chiaramente necessario l'impiego di almeno due letti di materiale adsorbente che lavorano in opposizione di fase (sfasati cioè di mezzo periodo di ciclo) in modo che quando un letto è in fase di adsorbimento l'altro è in fase di rigenerazione e viceversa.

Nella successiva **Figura 15** viene riportato uno schema sintetico dei flussi energetici e di massa coinvolti nel processo produttivo della pasta per un generico impianto di essiccazione che implementa il sistema di recupero proposto, da confrontare quindi con il corrispondente schema della **Figura 13** del precedente capitolo relativo ad un impianto senza recupero.

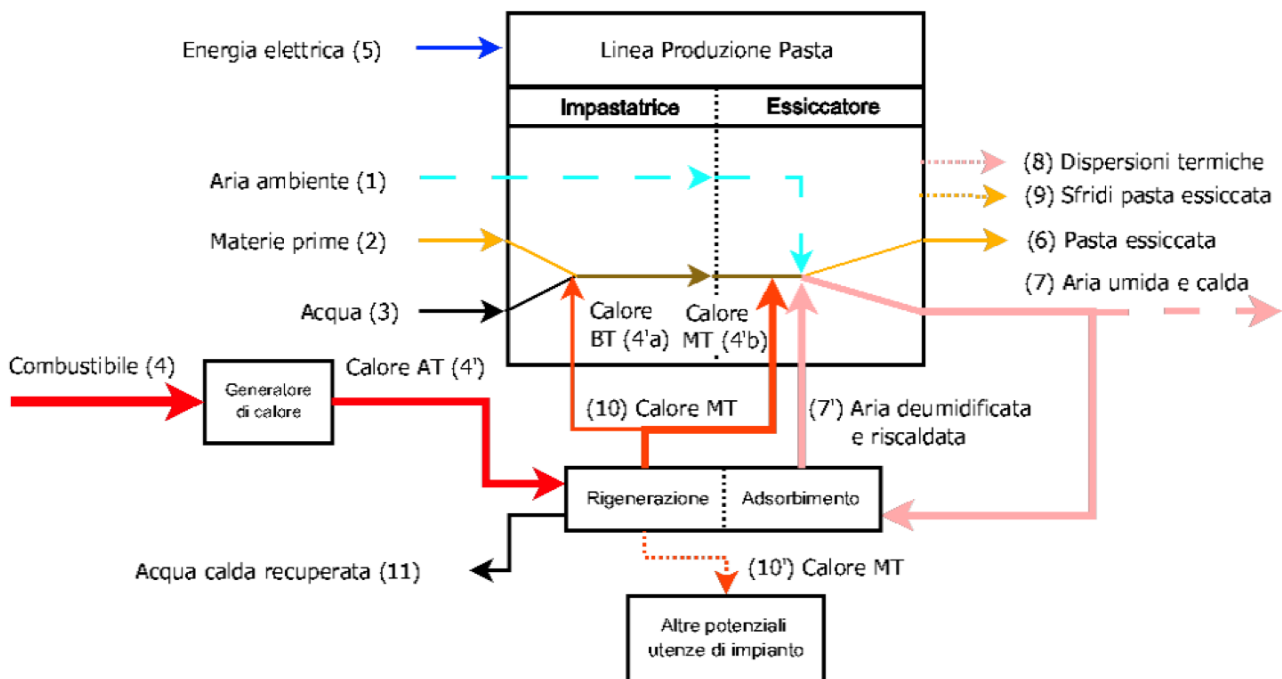


Figura 15. Schematizzazione dei flussi energetici e di massa di un generico processo di essiccazione della pasta con sistema di recupero dei cascami termici ed idrici

Dal confronto dei due schemi (Figura 13 e Figura 15) si vede come, nel caso dell'impianto con recupero, il flusso (7) di aria calda ed umida in uscita dall'essiccatore venga, in tutto o in parte, ricircolato e fatto passare attraverso un letto di materiale adsorbente trasformandosi nel flusso (7') di aria parzialmente deumidificata e riscaldata; tale recupero ha chiaramente un effetto diretto sulla riduzione del flusso (1) di aria di rinnovo.

Come mostrato nel particolare di Figura 16 in questo modo si realizza un ricircolo dell'energia di evaporazione e adsorbimento (condensazione) dell'acqua di impasto:

- l'aria riscaldata del flusso (7') rinviata all'essiccatore passando sulla pasta si raffredda fornendo all'acqua il calore necessario alla sua evaporazione; la trasformazione è pressoché isoentalpica in quanto l'aria del flusso (7') pur raffreddandosi si umidifica incrementando la componente entalpica associata al contenuto di vapore e trasformandosi nel flusso (7) di aria meno calda e più umida;
- il flusso (7) passando sul letto di materiale adsorbente subisce una riduzione del contenuto di vapore che venendo adsorbito sul MOF stesso rilascia il calore di adsorbimento determinando l'incremento della temperatura dell'aria che torna nuovamente al valore di inizio ciclo del flusso (7'); la trasformazione è ancora pressoché isoentalpica ma in questo caso si ha un incremento della componente sensibile del contenuto entalpico e una riduzione di quella latente associata al contenuto in vapore acqueo.

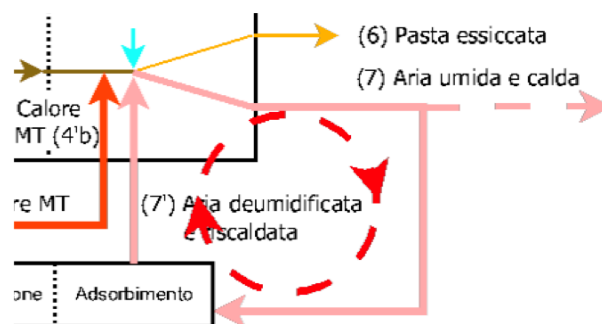


Figura 16. Schematizzazione dei flussi energetici e di massa di un generico processo di essiccamento della pasta con sistema di recupero dei cascami termici ed idrici: ricircolo del calore nell'essiccatore

Proseguendo il confronto tra le due soluzioni impiantistiche e riferendosi al particolare di Figura 17 si osserva, sempre rispetto alla soluzione di Figura 13, che il flusso (4) di combustibile viene ancora utilizzato per produrre calore ad alta temperatura, flusso (4'), ma tale calore non viene più utilizzato nel processo a bassa o media temperatura, flussi (4'a) e (4'b) di Figura 13, ma utilizzato tal quale (cioè ad alta temperatura) per la rigenerazione del materiale adsorbente.

Tale flusso di calore lo si ritrova poi quasi integralmente (a meno delle perdite verso l'esterno) nei seguenti flussi a media temperatura in uscita dal rigeneratore:

- flusso (10), inviato all'impianto di essiccazione, che potrà essere utilizzato per alimentare l'impastatrice (in sostituzione del flusso a bassa temperatura (4'a) di Figura 13) e nell'essiccatore per compensare le perdite termiche verso l'esterno, che sono sempre presenti e generalmente consistenti (normalmente dello stesso ordine di grandezza del flusso di calore di evaporazione), o sezioni di essiccazione per le quali, considerando i parametri di processo, potrebbe risultare economicamente non conveniente l'impiego di un sistema di recupero;
- flusso (10'), eventualmente inviato ad altre utenze dello stesso impianto o di impianto limitrofo;
- flusso (11), calore sensibile associato alla quota di acqua di impasto recuperata al pozzo caldo del condensatore.

I flussi (10) e (10') possono essere trasferiti, come avviene normalmente in questi casi, mediante un fluido termovettore (generalmente acqua, eventualmente in pressione) circolante in un sistema di scambiatori di calore a circuito chiuso.

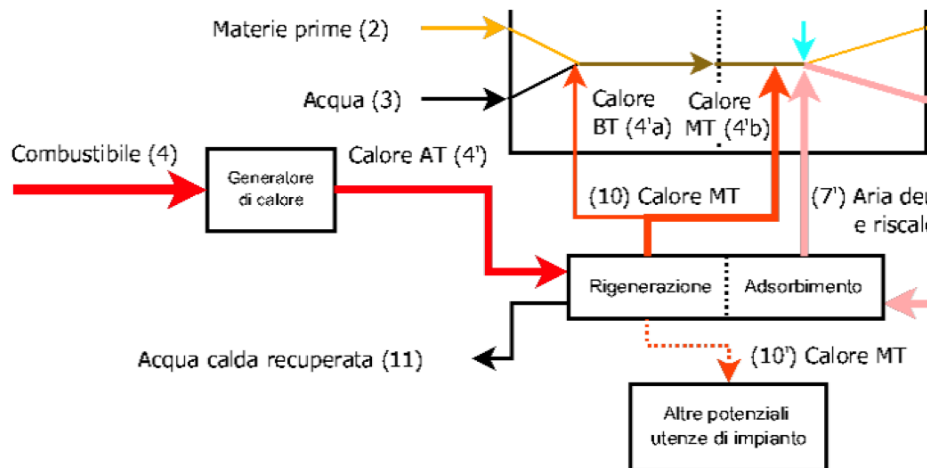


Figura 17. Schematizzazione dei flussi energetici e di massa di un generico processo di essiccamento della pasta con sistema di recupero dei cascami termici ed idrici: recupero del calore di condensazione

Si precisa che la rigenerazione richiede calore ad alta temperatura, tanto più alta quanto più piccolo è l'alfa che caratterizza il MOF e quanto maggiore è la temperatura richiesta per il successivo recupero termico (calore MT) associato alla condensazione del vapore rilasciato dal MOF, pertanto il livello di temperatura del flusso (4') nei due casi di **Figura 13** e **Figura 17** potrebbe essere leggermente diverso, specificatamente più alto per il caso del sistema con recupero. Si sottolinea che l'eventuale innalzamento della temperatura di alimentazione del processo (comunque fino a valori sempre inferiori ai 200 °C), non rappresenta in alcun modo un aggravio dei consumi energetici (ovvero di consumo del combustibile a pari flusso di calore prodotto) bensì un maggiore sfruttamento delle potenzialità termodinamiche dell'energia chimica associata al flusso (4) del combustibile che alimenta il generatore di calore. Inoltre, dal punto di vista dell'efficienza energetica, sarebbe auspicabile che il calore di alimentazione del rigeneratore venisse prodotto per via cogenerativa, soluzione possibile adottando microturbine a vapore a contropressione o se disponibili in loco utenze termiche a bassa temperatura, motori alternativi a combustione interna e microturbine a gas con recupero del calore a due livelli di temperatura. Nella fase attuale di studio non si è considerata questa eventualità in quanto non risultano disponibili tutte le informazioni utili alla corretta selezione della migliore tecnologia cogenerativa da adottare.

Infine è sottinteso che per avere temperature di recupero maggiori di 100°C sarà anche necessario lavorare, per la sola fase di rigenerazione, a pressioni maggiori di quelle atmosferiche.

Per quanto riguarda invece i consumi elettrici è lecito attendersi un incremento, sebbene contenuto, di tali consumi. Per effettuare valutazioni in tal senso è però necessario preventivamente approfondire il funzionamento del sistema di recupero analizzando il caso applicativo e pertanto per questo aspetto si rimanda alla fine del seguente paragrafo 4.3.

Per quanto riguarda il recupero dell'acqua di impasto, è evidente che il flusso (3) di **Figura 13** si ritrova interamente in uscita nel flusso (7), infatti il contenuto di umidità dei flussi (2) materie prime e (9) pasta essiccata, sono praticamente uguali, essendo il grado di umidità pari rispettivamente a circa il 14% per il flusso (2) e al massimo al 12,5% per il flusso (9). La quota di acqua recuperabile è quindi proporzionale alla quota di flusso (7) trattata.

La possibilità di rinviare all'impastatrice il flusso di condensato estratto dal rigeneratore (nello specifico dal pozzo caldo del condensatore del rigeneratore) dovrà essere verificata caso per caso in quanto l'acqua così

ottenuta è sostanzialmente un'acqua demi che proprio a causa della quasi totale assenza di minerali disciolti potrebbe non essere adatta per l'impiego diretto nella formazione dell'impasto; infatti le caratteristiche dell'acqua (quali durezza, presenza di elementi in soluzione, pH, conducibilità ecc) possono avere influenza sulle reazioni che avvengono all'interno dell'impastatrice e quindi avere effetto sulle caratteristiche del prodotto finale costituito dalla pasta secca. Dovrà anche essere verificato che eventuali impurezze trasportate non pregiudichino la potabilità della stessa e quindi più in generale che il condensato recuperato risulti compatibile con l'uso diretto per l'alimentazione dell'impastatrice. Nel caso in cui ciò sia effettivamente possibile potrà essere realizzato un ricircolo continuo dell'acqua di impasto come rappresentato dalla linea verde acqua a tratteggio in **Figura 18**.

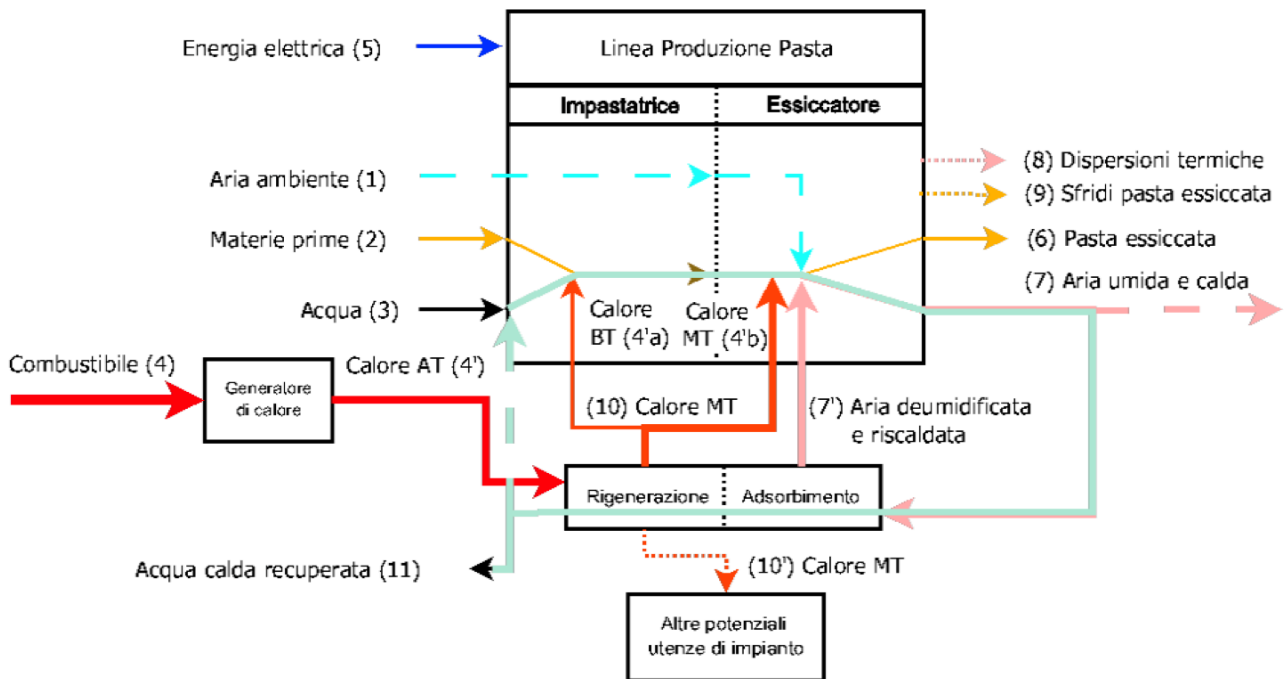


Figura 18. Schematizzazione dei flussi energetici e di massa di un generico processo di essiccamento della pasta con sistema di recupero dei cascami termici ed idrici: ricircolo e/o recupero dell'acqua di impasto

Nel caso invece in cui il ricircolo non sia possibile si avrà in uscita dall'essiccatore il flusso (11) costituito da acqua calda che potrà essere utilizzata per altri fini all'interno dell'impianto o esportata all'esterno dello stesso, ad esempio nel caso in cui il pastificio si trovi in un distretto industriale. Possibili usi diretti all'interno dell'impianto (trattandosi di acqua calda) possono essere i lavaggi industriali; trattandosi di acqua demi è inoltre possibile ipotizzare un suo accumulo (dopo recupero del calore sensibile ad essa associato) per un uso anche commerciale.

4.2 Studio di un caso applicativo

Lo studio di un caso applicativo è stato condotto assumendo che all'interno del processo produttivo della pasta l'essiccazione rappresenta senza dubbio la fase più delicata dal punto di vista qualitativo e quantitativo. Per questo motivo si è ritenuto fondamentale, nell'ipotesi di implementazione di un sistema di recupero, di non intervenire in alcun modo sui parametri di processo (temperatura, umidità, tempi, ecc.) in modo tale da garantire la totale assenza di effetti potenzialmente negativi sulla qualità finale del prodotto.

4.2.1 Descrizione e parametri di funzionamento del processo attuale

Di seguito viene riportata una sommaria descrizione del processo in un caso reale. In particolare è stato preso in considerazione un essiccatore *Braibanti* usato per la lavorazione della pasta lunga. I parametri funzionali del processo sono stati ricavati a partire dalla conoscenza di temperatura, umidità aria e umidità pasta al variare del tempo come riportato in [Figura 19](#), [Figura 20](#) e [Figura 21](#), ricostruite a partire dai dati forniti in [6].

Come esplicitato in [Figura 19](#) l'essiccazione si compone di diverse fasi a cui la pasta viene sottoposta. Nel caso specifico le fasi 1, 2 e 3 compongono la cosiddetta pre-essiccazione o incartamento, la fase 4 rappresenta l'essiccazione mentre la fase 5 rappresenta la fase finale di raffreddamento.

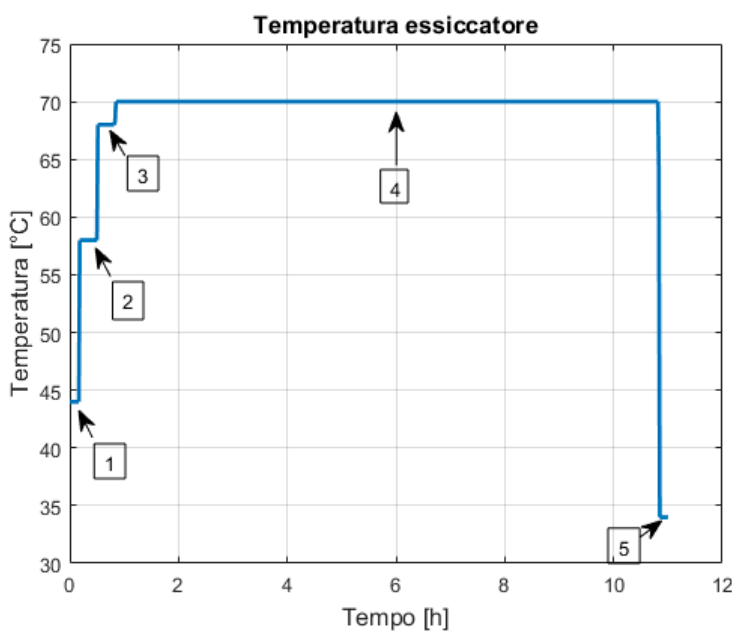


Figura 19. Temperatura dell'aria che investe il prodotto da trattare lungo tutto il ciclo di essiccazione

Il diagramma di [Figura 19](#) mostra le temperature che devono essere mantenute nell'essiccatore. Le temperature sono riportate in funzione del tempo di essiccazione, ovvero la curva mette in evidenza i tempi di attraversamento nelle singole sezioni, numerate in maniera crescente dall'ingresso all'uscita.

Altro fattore di notevole importanza risulta essere l'umidità dell'aria, la quale viene mantenuta sempre a livelli molto elevati. Questo è uno dei fattori che permette l'utilizzo di materiali adsorbenti per il recupero energetico del calore di evaporazione. In [Figura 20](#) viene mostrato, come fatto per la temperatura, il suo andamento nel tempo, ovvero nelle diverse fasi del processo.

Infine il terzo parametro che deve essere rispettato per il processo considerato è l'umidità, o contenuto d'acqua della pasta trattata. L'umidità relativa della pasta è rappresentata in funzione del tempo in [Figura 21](#). Si nota come nelle fasi iniziali di pre-essiccazione (che dura meno di un'ora) si abbia una notevole diminuzione dell'umidità relativa, mentre nell'essiccazione vera e propria la diminuzione sia più lenta e graduale. La fase di raffreddamento come si nota dal grafico non ha praticamente effetti sull'umidità del prodotto finale, ma ha il semplice scopo di raffreddare la pasta per le operazioni successive.

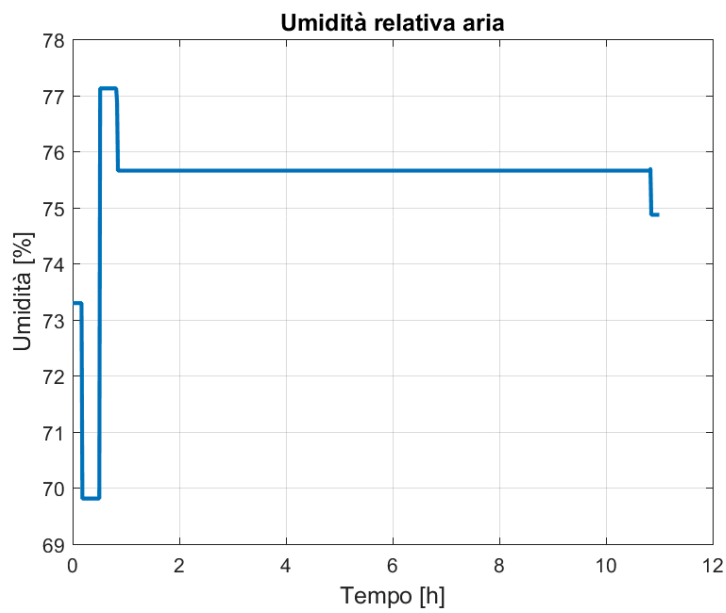


Figura 20. Andamento dell'umidità relativa dell'aria nel corso dell'essiccazione

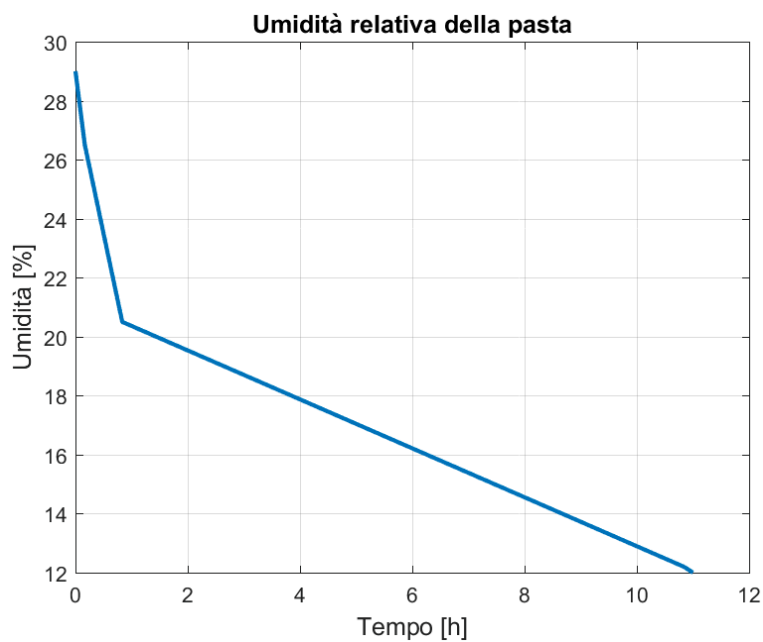


Figura 21. Umidità relativa della pasta in funzione del tempo di essiccazione

Per avere un dato quantitativo si mostra in [Figura 22](#) l'andamento temporale dell'umidità specifica, riferita alla tonnellata di pasta prodotta. Il dato viene estrapolato considerando che l'umidità relativa è definita come massa di acqua su massa totale. Dove la massa totale è la somma della massa di acqua stessa e della parte secca. In termini matematici:

$$UR_p = \frac{M_w}{M_{tot}} = \frac{M_w}{M_{ps} + M_w}$$

Da cui si ricava che :

$$M_w = \frac{UR_p}{1 - UR_p} * M_{ps}$$

Una tonnellata di pasta, considerata alle condizioni finali della lavorazione, ha un contenuto di acqua del 12%, ovvero è composta da 120 kg di acqua e 880 kg di parte secca. La parte secca è costante durante la lavorazione mentre varia il contenuto di acqua quindi la massa totale in lavorazione varia nel corso dell'essiccazione. All'uscita delle trafiele la pasta ha un contenuto di acqua del 29% cui corrispondono 359 kg di acqua, dunque la quantità totale di acqua da asportare per evaporazione nel corso del processo sarà pari a 239 kg di acqua per tonnellata di pasta prodotta, cui corrisponde un calore di evaporazione di circa 156 kWh.

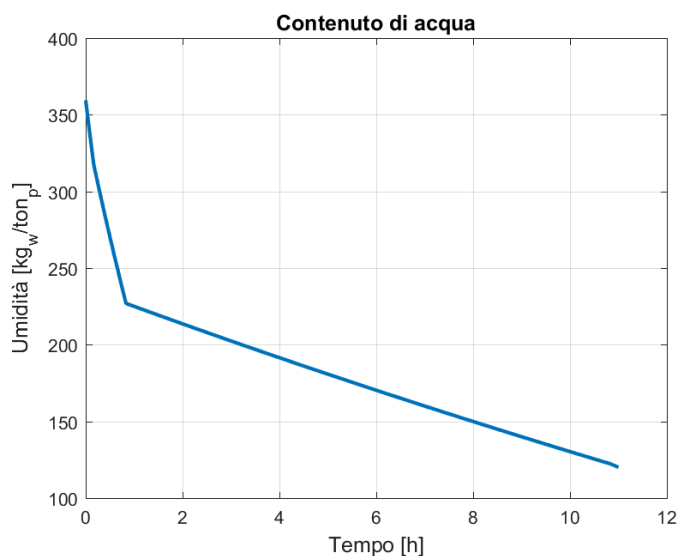


Figura 22. Contenuto di acqua per tonnellata di pasta prodotta

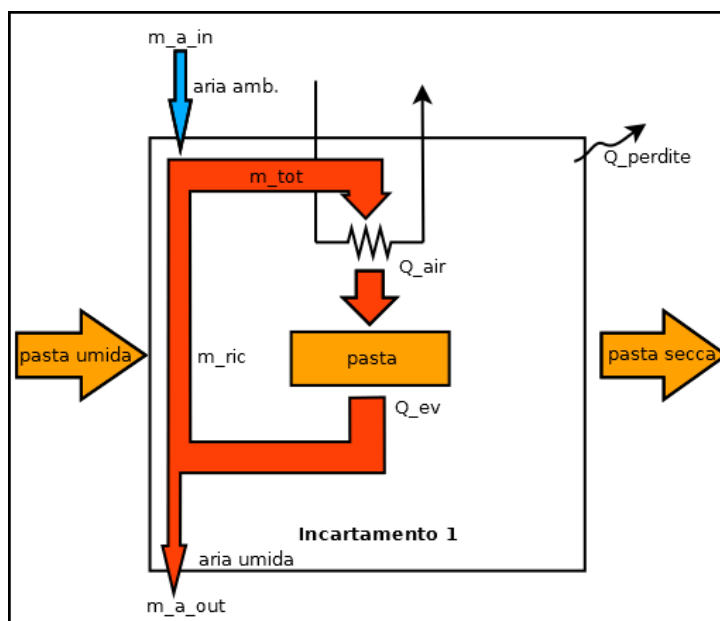


Figura 23. Lo schema rappresenta i flussi di massa e di energia rappresentativi di una singola sezione delle 5 che compongono l'intero essiccatore

Come detto in precedenza ad ogni fase del processo corrisponde uno specifico settore dell'essiccatore all'interno del quale vengono mantenuti stabili i parametri di processo illustrati, mentre un nastro trasportatore permette alla pasta di attraversare i vari settori nei tempi previsti dai diagrammi.

Ogni settore gestisce in maniera separata i flussi di aria in ingresso e in uscita e la quantità di calore ad essa ceduta. Tali flussi sono rappresentati schematicamente e sommariamente per il primo settore in [Figura 23](#). I restanti settori sono schematizzati allo stesso modo e riportati come schema di insieme dell'impianto nella [Figura 28](#) presentata più avanti nel testo.

Per i bilanci di massa e di potenza invece si farà riferimento alla [Figura 24](#) nella quale sono indicati con maggior dettaglio i flussi e le entalpie associate.

Bilancio di Massa

Nel sistema termodinamico considerato ci sono 3 diversi flussi di massa da considerare associati alla parte secca della pasta, all'acqua contenuta in essa e all'aria di rinnovo.

- Parte secca

Questo flusso non subisce variazioni tra ingresso ed uscita quindi possiamo porre :

$$\dot{m}_{ps,out} = \dot{m}_{ps,in} = \dot{m}_{ps}$$

- Acqua

L'acqua è presente nell'impasto da essiccare, quindi la differenza tra il flusso in ingresso ed il flusso in uscita sarà dato dalle parte evaporata e trasportata via dall'aria di rinnovo, in termini matematici avremo:

$$\dot{m}_{w,l,out} = \dot{m}_{w,l,in} - \dot{m}_{w,ev}$$

- Aria di rinnovo

Come di consuetudine nello studio di miscele aria-vapore si farà sempre riferimento alla portata di aria secca che rimarrà costante tra ingresso ed uscita mentre a variare sarà il contenuto di vapore da essa trasportato. Per questo si può porre, per il flusso di aria secca, che:

$$\dot{m}_{a,in} = \dot{m}_{a,out} = \dot{m}_a$$

Il contenuto di acqua allo stato di vapore presente nell'aria viene rappresentato dal parametro umidità specifica x , definita come massa di acqua su massa di aria secca. La variazione del contenuto di vapore nella miscela tra ingresso ed uscita deve essere pari alla quantità di acqua evaporata dall'impasto:

$$\dot{m}_a * (x_{out} - x_{in}) = \dot{m}_{w,ev}$$

Da cui si ricava la portata di aria, riportata più avanti nel testo in [Tabella 3](#) per i vari settori dell'essiccatore.

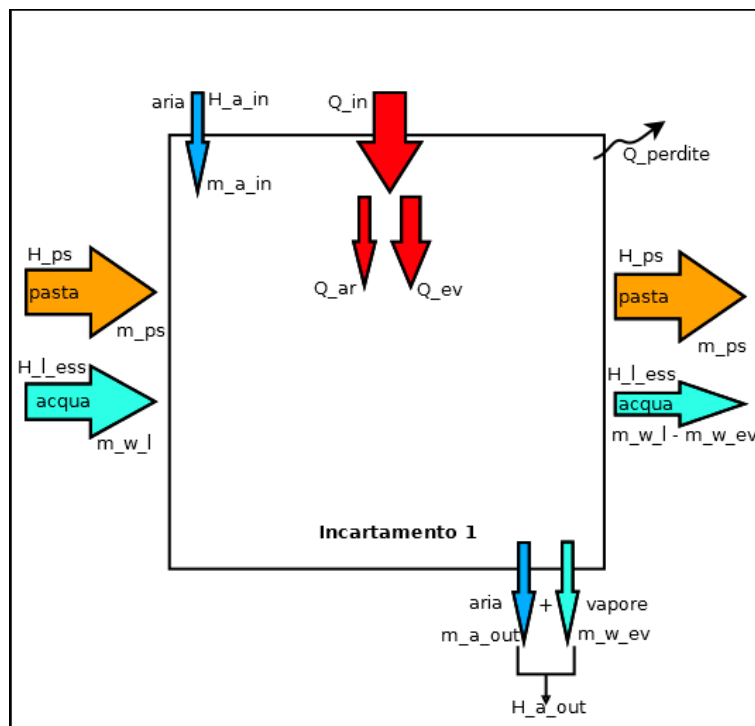


Figura 24 Diagramma dei flussi di massa e potenza usati nei rispettivi bilanci

Bilancio di Potenza

Il processo considerato è un processo continuo, per cui essendo in stato stazionario si farà riferimento direttamente alle potenze scambiate piuttosto che alle energie. Facendo riferimento alla notazione introdotta in precedenza e considerando i flussi alla frontiera del sistema termodinamico, si avrà che:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{air} - \dot{Q}_{l,ess}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_a * (H_{a,out} - H_{a,in}) - \dot{m}_{w,ev} * H_{l,ess}$$

Dove termine \dot{Q}_{air} rappresenta la variazione di entalpia tra ingresso ed uscita della miscela aria-vapore. Come introdotto in precedenza tutte le grandezze relative alla miscela aria-vapore, dunque anche le entalpie (H_a) sono riferite all'unità di massa di aria secca (kJ/kg_a).

Il termine $\dot{Q}_{l,ess}$ rappresenta il flusso di entalpia dell'acqua allo stato liquido ($H_{l,ess}$) sottratta al sistema termodinamico, dunque relativa alla portata di acqua evaporata alle condizioni di temperatura e pressione vigenti nell'essiccatore. Per mantenere il sistema allo stato stazionario è quindi necessario fornire una potenza termica \dot{Q}_{in} . Se dalla frontiera del nostro sistema ci spostiamo all'interno possiamo riscrivere questo termine come :

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{ev} + \dot{Q}_{ar}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{w,ev} * \Delta H_{ev} + \dot{m}_a * c_p * (T_{ess} - T_{in})$$

Dove \dot{Q}_{ev} rappresenta il calore ceduto dall'aria alla pasta per permettere l'evaporazione dell'acqua trattenuta all'interno dell'impasto. Questa sarà pari all'entalpia di evaporazione dell'acqua, calcolata alla temperatura vigente nella sezione dell'essiccatore considerata, per il flusso di acqua evaporata.

Mentre il secondo termine, \dot{Q}_{ar} rappresenta il calore che deve essere fornito al flusso di aria di rinnovo per portarla alla temperatura di essiccazione considerata.

Le perdite di calore verso l'ambiente che sono rappresentate nella schematizzazione di **Figura 24**, vengono considerate al momento pari a zero, ovvero ad esse sarà connesso un flusso termico di alimentazione dell'essiccatore, aggiuntivo a quello qui calcolato, avente il solo scopo di compensare tali perdite.

Dai bilanci di massa e potenza si procede con il calcolo imponendo un ciclo di trasformazioni al flusso di aria considerato come riportato in **Figura 26** e di seguito esposto:

L'aria alle condizioni di ingresso ("in") viene miscelata con l'aria di ricircolo alle condizioni "out". La miscelazione ("mix") deve portare ad avere un flusso con umidità specifica pari a quella imposta dai diagrammi di processo, ovvero alle condizioni "ess". Il flusso per mezzo di uno scambiatore di calore viene riscaldato fino alle condizioni di temperatura imposte dal processo.

In fine il processo di essiccazione è stato rappresentato come una saturazione adiabatica in cui dalle condizioni "ess" il flusso arriva alle condizioni "out" seguendo la temperatura di bulbo umido.

In prima approssimazione tale processo viene considerato generalmente isoentalpico. Invece nella trattazione che segue andremo a tener conto della quota di entalpia del liquido coinvolto nella fase di evaporazione come esplicitato dalle formule che seguono relative al processo di saturazione adiabatica:

$$\dot{m}_a * (H_{out} - H_{in}) = \dot{m}_w * H_l$$

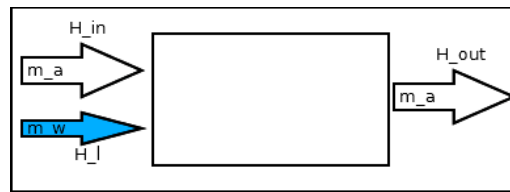


Figura 25 Rappresentazione schematica del processo di saturazione adiabatica

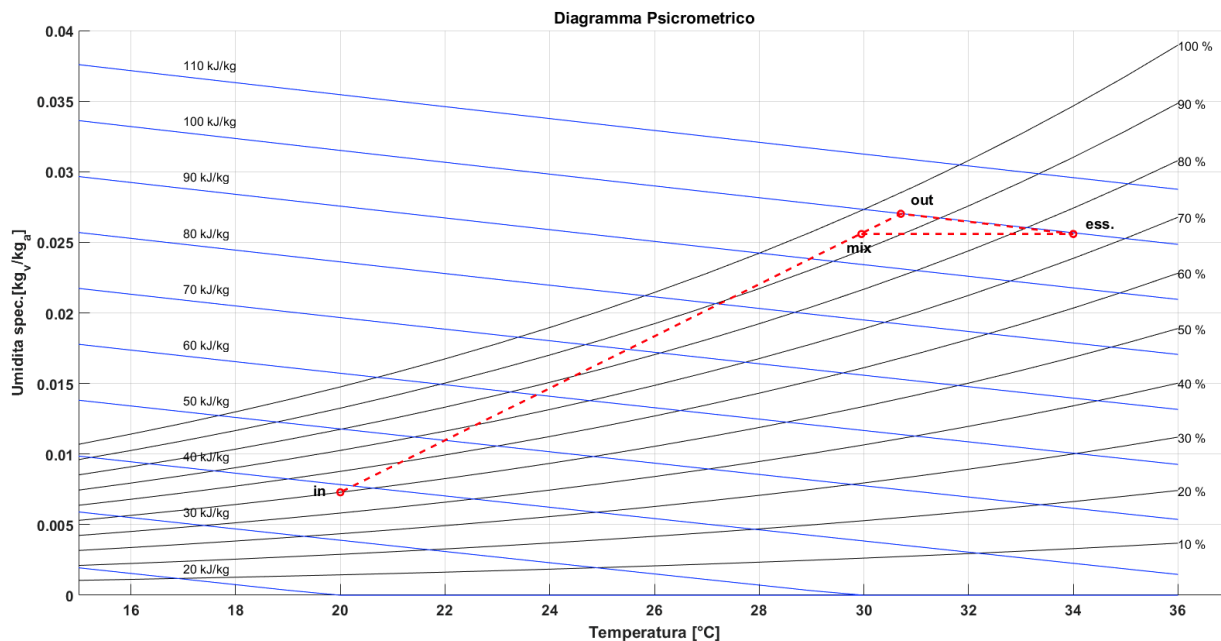


Figura 26. Diagramma psicrometrico delle trasformazioni che interessano una singola sezione dell'essiccatore

In **Figura 27** invece sono state graficate le trasformazioni che avvengono nei diversi settori di essiccazione, numerate in ordine crescente, mentre nelle tabelle a seguire ne vengono riportati i valori numerici.

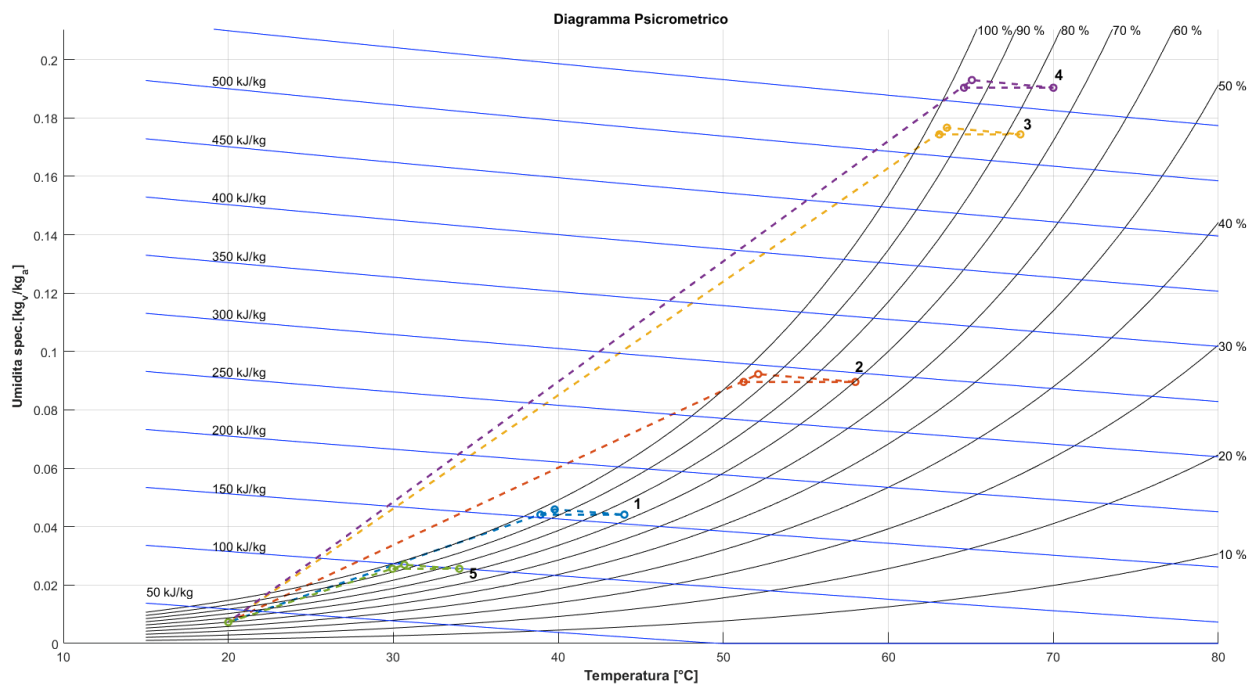


Figura 27. Digramma psicrometrico riportante i punti di funzionamento nelle varie sezioni dell'essiccatore

Tabella 1 Temperature dell'aria nel processo di essiccazione ai vari stati di riferimento

Temperature [°C]	Inc. 1 (1)	Inc. 2 (2)	Inc. 3 (3)	Ess. (4)	Raffr. (5)
T_{in}	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0
T_{mix}	38.9	51.2	63.1	64.6	30.0
T_{ess}	44.0	58.0	68.0	70.0	34.0
T_{out}	39.8	52.2	63.6	65.1	30.7

Tabella 2 Umidità relativa dell'aria nel processo di essiccazione ai vari stati di riferimento

Umidità relativa [%]	Inc. 1 (1)	Inc. 2 (2)	Inc. 3 (3)	Ess. (4)	Raffr. (5)
UR_{in}	50.0%	50.0%	50.0%	50.0%	50.0%
UR_{mix}	95.9%	96.8%	96.1%	96.2%	94.1%
UR_{ess}	73.3%	69.8%	77.1%	75.7%	74.9%
UR_{out}	95.0%	95.0%	95.0%	95.0%	95.0%

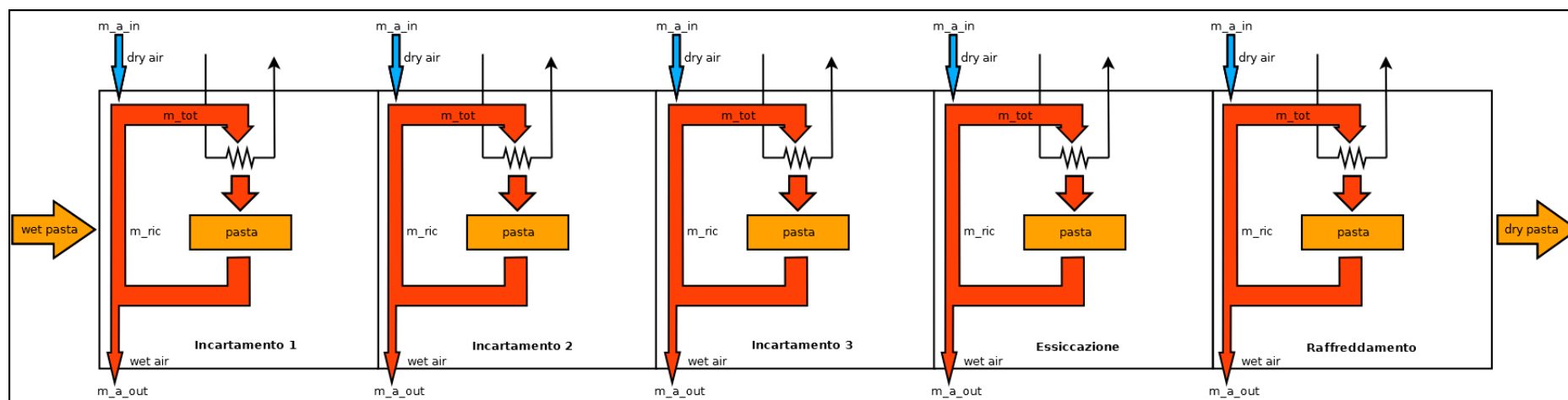


Figura 28. Rappresentazione schematica di tutte le sezioni che compongono l'essiccatore oggetto di studio. In particolare esso si compone di tre fasi di incartamento (pre-essiccazione), una di essiccazione ed una di raffreddamento

Tabella 3. Flussi massa e di energia per singola sezione dell'essiccatore, facendo riferimento ad una produzione oraria di 1 ton/h di pasta secca

	Inc. 1 (1)	Inc. 2 (2)	Inc. 3 (3)	Ess. (4)	Raffr. (5)	totale
Portate [kg/s]						
$\dot{m}_{w,ev}$	0.0117	0.0130	0.0120	0.0291	0.0006	0.0664
\dot{m}_a	0.303	0.153	0.071	0.156	0.032	0.716
\dot{m}_{ric}	5.9	4.3	4.7	9.9	0.4	25.2
\dot{m}_{tot}	6.2	4.5	4.7	10.0	0.4	25.9
Potenze [kW]						
\dot{Q}_{ev}	28.1	30.8	28.2	67.8	1.5	156.4
\dot{Q}_{ar}	7.4	5.9	3.5	8.0	0.5	25.3
\dot{Q}_{air}	36.3	38.8	34.7	83.3	2.0	195.0
$\dot{Q}_{w,l}$	2.2	3.2	3.4	8.5	0.1	17.4
\dot{Q}_{in}	34.4	36.0	31.5	75.5	1.9	179.3

4.2.2 Applicazione della metodologia innovativa di recupero del calore per mezzo di MOF

Nel precedente paragrafo 4.1 è stato presentato a grandi linee, in termini di flussi energetici, il principio di funzionamento della metodologia proposta di recupero del cascame termico generato dal processo di essiccazione della pasta, nel presente paragrafo vengono invece illustrati nel dettaglio gli schemi di impianto, le trasformazioni subite dall'aria umida ed i relativi bilanci energetici e di massa, nelle due fasi di adsorbimento e rigenerazione.

Dette due fasi saranno trattate facendo direttamente riferimento alle schematizzazioni proposte per il caso applicativo individuato, considerando che al fine di garantire la continuità del processo, ogni sezione di essiccazione deve essere dotata di due letti, in modo che durante la rigenerazione di uno si abbia una contemporanea fase di adsorbimento nell'altro.

Fase di adsorbimento

L'adsorbimento rappresenta la fase attiva del processo in cui il materiale processa direttamente un flusso d'aria proveniente dall'essiccatore. L'aria umida attraversa il letto che adsorbendo il vapore acqueo rilascia una quantità di calore \dot{Q}_{ads} pari a:

$$\dot{Q}_{ads} = \dot{m}_{w,ads} * \Delta H_{ads}$$

dove la portata $\dot{m}_{w,ads}$ rappresenta il flusso di acqua adsorbito per unità di tempo e ΔH_{ads} rappresenta l'entalpia rilasciata dal materiale in fase di adsorbimento. Tale entalpia è una caratteristica del materiale ma in prima approssimazione si può approssimare all'entalpia di evaporazione dell'acqua.

Il calore rilasciato viene scambiato con il flusso di aria stesso, il quale si riscalda e si deumidifica compiendo una trasformazione inversa a quella di saturazione adiabatica.

In **Figura 30** viene presentato uno schema rappresentativo dell'applicazione proposta. Facendo riferimento ad una sezione dell'essiccatore si evidenzia che il letto adsorbente scambia direttamente con una determinata portata di aria umida in uscita dalla sezione. L'aria trattata viene poi reimpressa e miscelata con un flusso di ricircolo a monte della pasta da trattare. La portata di aria trattata deve essere tale da mantenere inalterati parametri funzionali del processo considerato, che sono :

- Temperatura
- Umidità dell'aria
- Umidità della pasta
- Tempi di attraversamento
- Portata di aria che investe la pasta

In questo studio come fatto in precedenza non saranno considerate perdite di calore verso l'ambiente esterno all'essiccatore, ma per completezza di rappresentazione nello schema proposto è stata rappresentata uno scambio termico a monte della pasta tale da reintegrare tali perdite.

Come detto in precedenza, la sezione di raffreddamento risulta essere energeticamente poco interessante, per questo nel resto della trattazione considereremo solamente le tra fasi di incartamento e quella di essiccazione rappresentate con numerazione crescente da 1 a 4.

Oltre alle condizioni imposte dal processo si è imposto l'utilizzo di un ipotetico materiale adsorbente della tipologia MOF. Questi materiali hanno la peculiarità di avere una soglia di adsorbimento definita dal parametro $\alpha = p/p_{sat}$, come evidenziato in **Figura 29**. Inoltre tale valore varia con la temperatura seguendo la legge :

$$\alpha_T = \alpha_{T_{rif}}^{\left(\frac{T_{rif}}{T}\right)}$$

Per cui si è imposto un valore di $\alpha_{T_{rif}} = 0.45$ alla temperatura di riferimento $T_{rif} = 20^\circ C$.

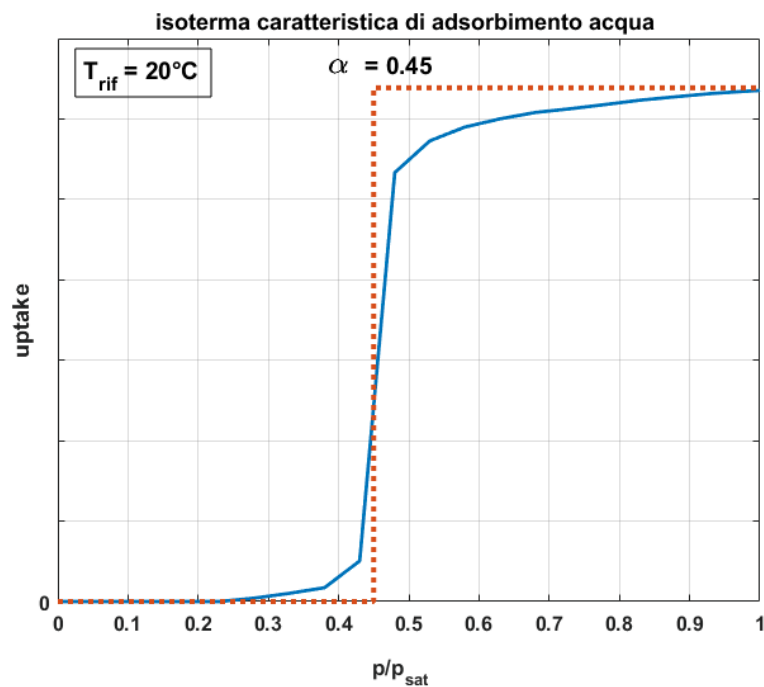


Figura 29. Isoterma di riferimento a 20 °C. In Blu la curva caratteristica di un MOF reale; in rosso la curva ipotizzata per lo studio del caso applicativo.

Date le condizioni ora espote si procede al calcolo delle proprietà del flusso considerato nei punti di miscelazione, ingresso e uscita dal letto adsorbente nelle varie sezioni considerate. I risultati sono riportati su diagramma psicrometrico seguendo la notazione illustrata in Figura 30. Infine la portata di aria da trattare denominata \dot{m}_{ads} viene calcolata a partire dal rispetto delle condizioni di processo:

$$\dot{m}_{ads} = \frac{x_1 - x_b}{x_a - x_b} * \dot{m}_{tot}$$

In questo modo viene intrinsecamente mantenuta anche la stessa portata di acqua evaporata dalla pasta e adsorbita dal letto MOF. I risultati sono riassunti in Tabella 4.

Tabella 4. Dati rappresentativi di flussi di massa e di energia nelle varie sezioni dell'essiccatore

	sezioni				
	1	2	3	4	Tot.
\dot{m}_{ads} [kg/s]	2.37	2.12	1.57	3.65	9.71
\dot{m}_{ric} [kg/s]	3.82	2.37	3.17	6.40	15.76
\dot{m}_{tot} [kg/s]	6.19	4.49	4.74	10.05	25.47
$\dot{m}_{w,ads}$ [kg/s]	0.012	0.013	0.012	0.029	0.066
\dot{Q}_{ads} [kW]	28.1	30.8	28.1	67.7	154.7

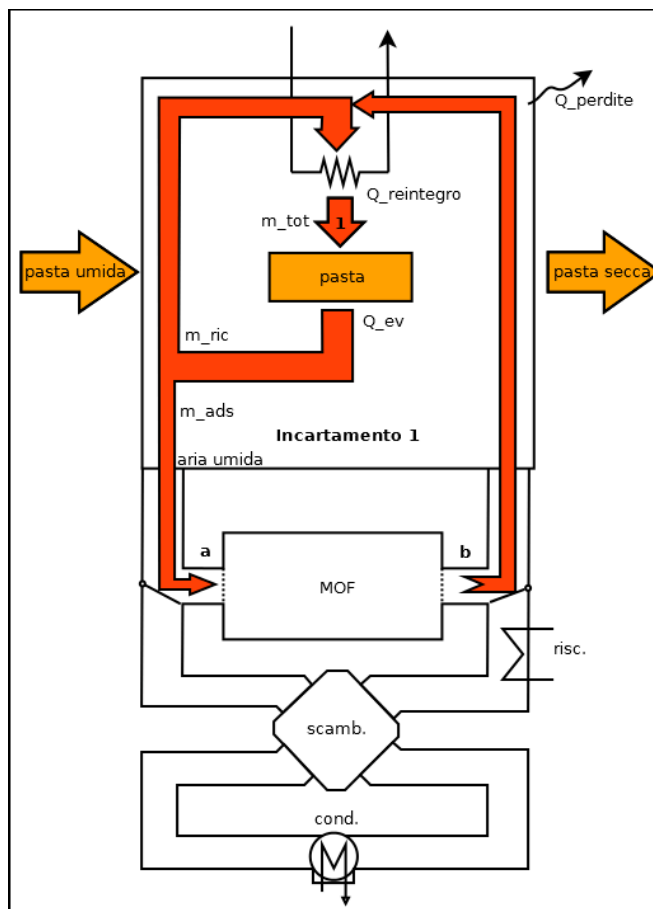


Figura 30. Schema rappresentativo dei flussi di calore e di massa per una singola sezione dell'essiccatore. I punti *a* e *b* rappresentano l'ingresso e l'uscita dal letto adsorbente indicato con il nome della famiglia di materiali oggetto di studio ENEA

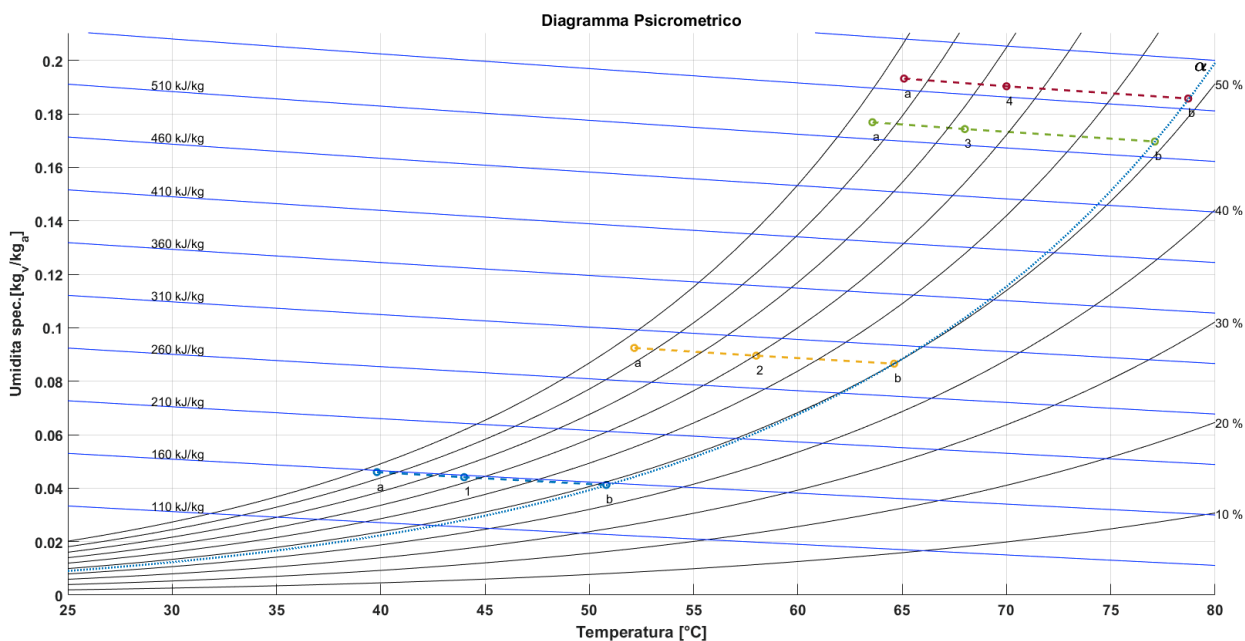


Figura 31. Diagramma psicrometrico rappresentativo del ciclo dell'aria umida nelle sezioni considerate numerate in maniera crescente

Tabella 5 Temperature ed umidità dell'aria nelle diverse sezioni in fase di adsorbimento

	sezioni			
	1	2	3	4
Temperature [°C]				
T_a	39.8	52.2	63.6	65.1
T_j	44.0	58.0	68.0	70.0
T_b	50.8	64.6	77.1	78.7
Umidità relativa [%]				
UR_a	95.0%	95.0%	95.0%	95.0%
UR_j	73.3%	69.8%	77.1%	75.7%
UR_b	48.6%	50.0%	51.3%	51.4%

Fase di rigenerazione

La fase di rigenerazione ha lo scopo di riportare il letto adsorbente alle condizioni iniziali. Dunque dovrà essere un processo alimentato termicamente, tale da permettere l'evaporazione di un quantitativo di acqua almeno pari a quello adsorbito. Nel caso in esame, al fine di poter recuperare il calore di alimentazione, il processo viene effettuato ad alta temperatura in modo da poter condensare il vapore generato ad una temperatura sufficiente a rendere il calore di condensazione riutilizzare nel processo stesso di essiccazione o in altri processi produttivi.

Lo schema base di riferimento relativo alla sola parte di circuito interessata dalla rigenerazione è rappresentato in [Figura 32](#). In tale schema base è previsto un singolo riscaldamento del flusso rigenerativo ma, come sarà mostrato in seguito, ciò comporta la necessità di alimentare il processo a temperature molto elevate, pertanto risulta preferibile riferirsi ad una soluzione alternativa che prevede la rigenerazione con inter-riscaldamento, il cui schema di riferimento è mostrato in [Figura 33](#).

Osservando il percorso del flusso di rigenerazione riportato in tali schemi appare evidente che a differenza dei sistemi chiusi tradizionali, che presentano nel processo di riscaldamento del letto una criticità connessa ai bassi coefficienti di conducibilità termica (che normalmente caratterizzano tali materiali e conseguentemente rendono difficile il trasferimento del calore di alimentazione al materiale adsorbente), lo schema proposto prevede di utilizzare lo stesso flusso di aria umida di rigenerazione come fluido termovettore, in analogia a quanto accade nei sistemi aperti ma lavorante a circuito chiuso.

A differenza della fase di adsorbimento in cui era necessario mantenere i parametri di processo di essiccazione invariati, nella fase di rigenerazione non ci sono specifiche restrizioni. Per questo è possibile trattare i letti delle varie sezioni interessate utilizzando un unico processo di rigenerazione per tutti. Come si nota nello schema proposto, sono rappresentati dei collettori di mandata e di ritorno per indicare la possibilità di rigenerare in parallelo i letti delle diverse sezioni. In altre parole per poter rigenerare tutti i letti è possibile utilizzare un unico scambiatore a recupero, un unico condensatore e, nel caso dello schema a singolo riscaldamento ([Figura 32](#)), un unico riscaldatore alimentato da caldaia ovvero un solo riscaldatore principale (risc.1 di [Figura 33](#)) e tanti riscaldatori secondari (risc.2 di [Figura 33](#)) quanti sono i letti MOF nel caso di rigenerazione con inter-riscaldamento; il tutto con ovvi benefici in termini impiantistici. Il verso di percorrenza dei flussi viene garantito da opportuni sistemi di ventilazione, in posizione e numero da definire, non riportati per sinteticità nei suddetti schemi.

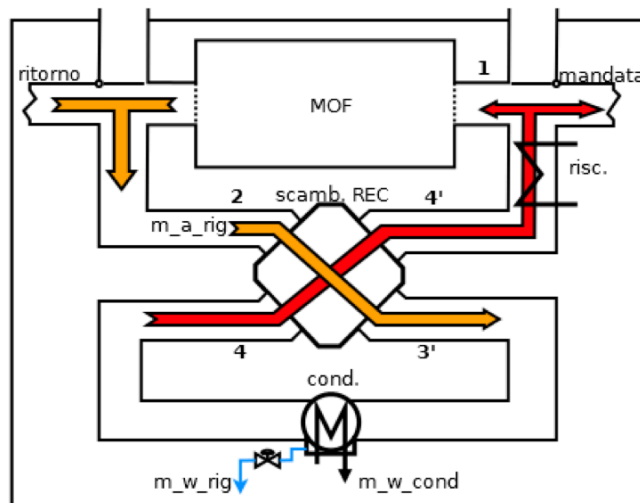


Figura 32. Schema rappresentativo dei flussi e dei componenti coinvolti nella fase di rigenerazione

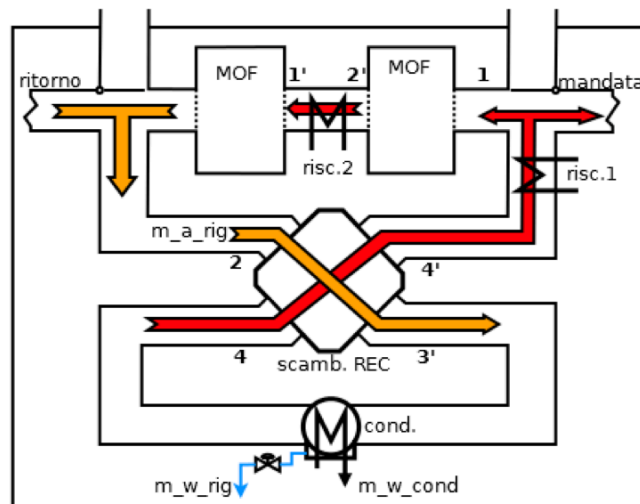


Figura 33 Schema di rigenerazione interriscaldata

Nel layout funzionale si mostrano il letto adsorbente presentato in precedenza e tre scambiatori di calore: il condensatore, un rigeneratore ed il riscaldatore, suddiviso eventualmente in più sezioni. La funzione svolta da questi elementi viene di seguito illustrata.

Il letto "MOF" viene rigenerato tramite un flusso di aria calda miscelata a vapore ($\dot{m}_{a,rig}$) in grado di fornire il calore necessario al desorbimento dell'acqua contenuta nel letto. Affinché avvenga tale cessione al flusso caldo di acqua in forma di vapore è necessario che la pressione parziale del vapore contenuto nel flusso stesso sia minore della tensione di vapore dell'acqua adsorbita. Quindi in altre parole il flusso di aria deve avere una umidità relativa minore del valore di α alla temperatura di rigenerazione T_{rig} a cui si porta il materiale. Il calore necessario al processo considerato è pari al calore di evaporazione del liquido adsorbito in quanto si è imposto con buona approssimazione che l'entalpia di adsorbimento/desorbimento sia pari all'entalpia di evaporazione. La variazione di entalpia tra ingresso e uscita sarà dunque data dall'entalpia del flusso di acqua trasportato via dalla corrente di aria (tratto 1-2' e 1'-2).

Il rigeneratore o scambiatore a recupero (scamb. REC nello schema) ha lo scopo di scambiare buona parte del calore sensibile contenuta nel flusso surriscaldato per preriscaldare il flusso in uscita dal condensatore, prima di essere inviato al riscaldatore. In tal modo il riscaldatore dovrà fornire un quantitativo minore di calore pari a \dot{Q}_{REC} (tratto 3'-3 e 4-4').

Il *condensatore* ha lo scopo di recuperare tramite condensazione il calore di evaporazione fornito al flusso di aria usato per la rigenerazione del letto (tratto 3-4) a cui è associata la quota di potenza \dot{Q}_{cond} . A questa si aggiunge una piccola quota di calore sensibile dato dalla differenza di temperatura tra i punti 3 e 4, che qui denominiamo $\dot{Q}_{\Delta T}$. Inoltre tramite condensazione si ha modo di recuperare in forma liquida e a temperature di interesse tecnologico l'acqua ($\dot{m}_{w,rig}$) che in partenza è stata fatta evaporare dalla pasta ed è transitata attraverso il letto adsorbente pari a $\dot{Q}_{w,rig}$. Dunque si impone che tale portata sia pari alla portata di acqua precedentemente adsorbita. Il calore di condensazione invece viene asportato da un flusso termovettore di acqua, $\dot{m}_{w,cond}$, a temperature utili ad alimentare dei processi industriali. In questo scambiatore inoltre deve essere presente una sezione di desurriscaldamento, rappresentata dal tratto 3'-3 a cui è associata la quota di potenza \dot{Q}_{SH} .

Infine il *riscaldatore*, alimentato da caldaia, diviso come detto in una sezione principale (*risc. 1*) e in più sezioni (una per ogni letto) di inter-riscaldamento (*risc. 2*), deve fornire, direttamente al flusso di rigenerazione, il calore \dot{Q}_{risc} necessario ad alimentare l'intero processo fin qui esposto (tratto 4'-1).

Di seguito a complemento di quanto detto finora vengono riportate le equazioni di bilancio per i singoli componenti sopra introdotti:

- Condensatore

- Lato aria

$$\dot{Q}_{tot,cond} = \dot{m}_{a,rig} * (H_{3'} - H_4)$$

$$\dot{Q}_{tot,cond} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{\Delta T} + \dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{w,rig}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{w,rig} * \Delta H_{ev,rig}$$

$$\dot{Q}_{\Delta T} = \dot{m}_{a,rig} * c_p * (T_3 - T_4)$$

$$\dot{Q}_{SH} = \dot{m}_{a,rig} * c_p * (T_{3'} - T_3)$$

$$\dot{Q}_{w,rig} = \dot{m}_{w,rig} * H_{l,rig}$$

- Lato acqua

$$\dot{Q}_{w,cond} = \dot{m}_{w,cond} * c_l * (T_{w,out} - T_{w,in})$$

$$\dot{Q}_{w,cond} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{\Delta T} + \dot{Q}_{SH}$$

- Riscaldatore

- Lato aria

$$\dot{Q}_{risc,rig} = \dot{m}_{a,rig} * (H_1 - H_{4'}) + \dot{m}_{a,rig} * (H_{1'} - H_{2'})$$

- Lato acqua

$$\dot{Q}_{risc,rig} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{\Delta T} + \dot{Q}_{SH}$$

- Scambiatore a recupero

- Lato aria

$$T_{4'} = \epsilon * (T_2 - T_4) + T_4$$

$$\dot{Q}_{REC} = \dot{m}_{a,rig} * (H_{4'} - H_4) = \dot{m}_{a,rig} * (H_2 - H_{3'})$$

Di seguito saranno presentati i dati relativi al caso di rigenerazione interriscaldata a due livelli. Per poter procedere con la valutazione numerica occorre fare una precisazione riguardo la pressione di esercizio che sussiste nel circuito. La valutazione è stata condotta imponendo come dato di partenza una determinata temperatura di condensazione lato aria all'uscita del condensatore (T_4). Tale temperatura impone una determinata pressione parziale del vapore che si sommerà alla pressione parziale dell'aria secca presente nel circuito. Il valore della pressione parziale di aria secca invece viene determinato a partire dalle condizioni finali dell'aria nella fase precedente. Le fasi di adsorbimento sopra esposte pongono 4 differenti pressioni parziali dell'aria secca da cui si ricava un valore medio pesato sul rapporto tra i rispettivi valori di portata di acqua adsorbita e la portata adsorbita totale, come esplicitato in formula:

$$p_a = \sum_i^4 p_{a,i} * \frac{\dot{m}_{w,i}}{\dot{m}_{w,tot}}$$

Dove il pedice i rappresenta la i -esima sezione dell'essiccatore. I pesi rappresentano in altri termini il rapporto tra il volume occupato dal letto i -esimo ed il volume totale occupato dai letti.

Detto ciò di seguito vengono esposti i valori dei parametri utilizzati:

- Temperatura di condensazione del flusso $\dot{m}_{a,rig}$: $T_{a,cond} = T_4 = 95^\circ C$
- Pressione parziale dell'aria : $p_a = 0.8253 \text{ atm}$
- Pressione parziale del vapore : $p_v = 0.8348 \text{ atm}$
- Pressione totale del flusso d'aria nel volume considerato: $p_{tot} = 1.66 \text{ atm}$
- Temperatura massima del flusso $\dot{m}_{a,rig}$: $T_{max} = 160^\circ C$
- Temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore : $T_{w,in,cond} = 85^\circ C$
- Efficienza dello scambiatore a recupero : $\epsilon = 0.7$

Con questi parametri si valutano in primo luogo i punti caratteristici del ciclo di trasformazioni che compie il flusso di rigenerazione. Questi sono mostrati in **Figura 34**, in cui i vari stati sono numerati come nella schematizzazione di **Figura 33**.

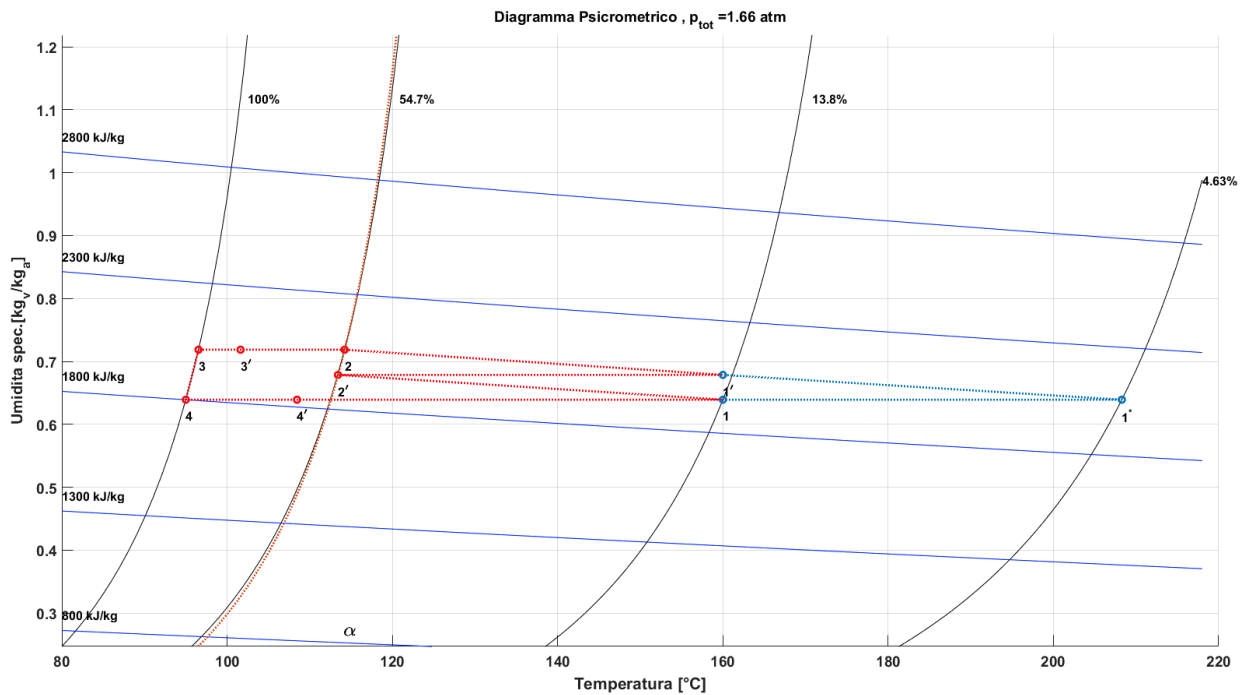


Figura 34. Rappresentazione su diagramma psicrometrico delle trasformazioni nella fase di rigenerazione e recupero per condensazione

Dal diagramma sopra esposto è facile comprendere che la rigenerazione con singolo riscaldamento anche se energeticamente equivalente ha l'inconveniente di avere temperature di alimentazione troppo elevate e quindi tecnologicamente sconvenienti (indicata dal punto 1*). Nonostante la piccola complicazione circuitale risulta più conveniente il frazionamento della fase di rigenerazione in quanto permette di lavorare a temperature più consone alle attuali tecnologie impiantistiche adoperate.

Infine si procede con il calcolo della portata $\dot{m}_{a,rig}$:

$$\dot{m}_{a,rig} = \frac{\dot{m}_{w,rig}}{x_3 - x_4}$$

Dal calcolo della portata si ricavano a seguire le potenze termiche scambiate dagli elementi del circuito. Le temperature e la quota di calore scambiato sono schematicamente rappresentate nel diagramma di **Figura 35**, nel quale si mostra in maniera separata la fase di condensazione e di desurriscaldamento del flusso trattato. In tale diagramma in blu è rappresentato il flusso di aria e in nero il flusso di acqua del condensatore. Infine in **Tabella 6** sono riassunti per i principali parametri del processo i relativi valori numerici calcolati o assunti.

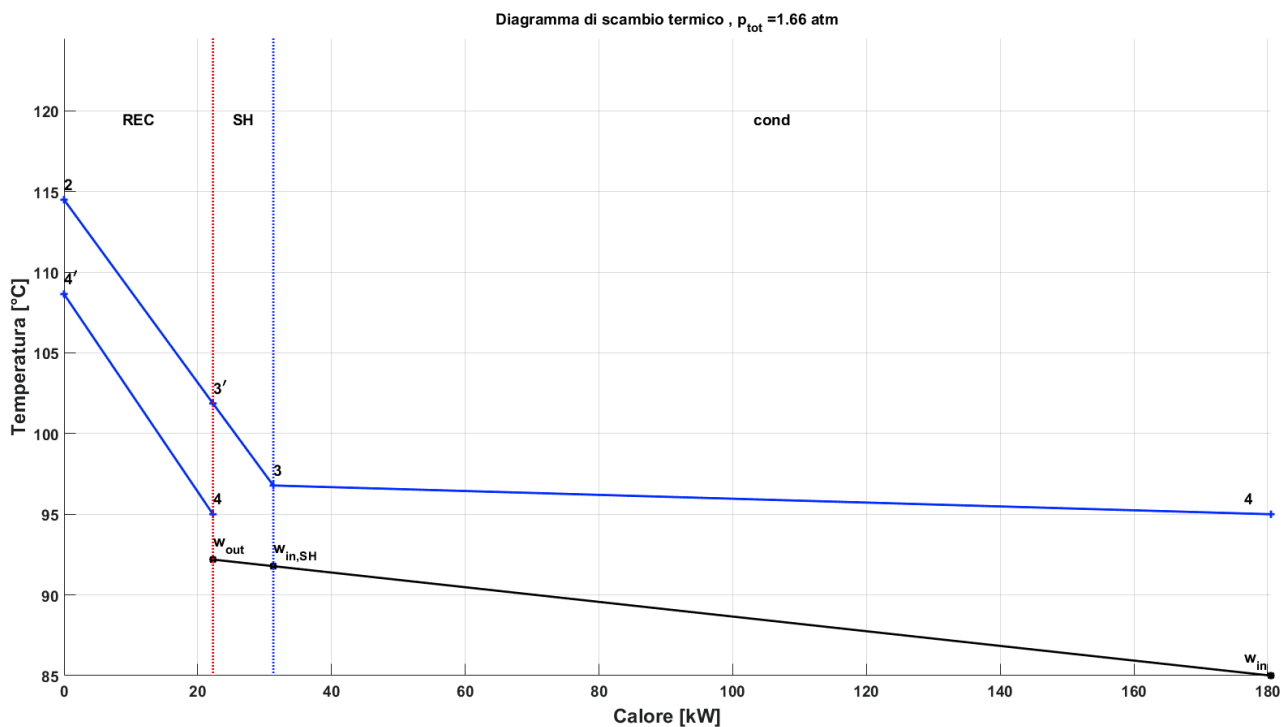


Figura 35. Diagramma di scambio termico per lo scambiatore a recupero e per il condensatore.

Tabella 6. Parametri di processo (potenze riferite alla produzione di 1 ton/h di pasta),

Potenze termiche [kW]	
\dot{Q}_{cond}	149.2
$\dot{Q}_{\Delta T}$	2.9
\dot{Q}_{SH}	9.0
$\dot{Q}_{w,rig}$	26.4
$\dot{Q}_{tot\ cond}$	187.5
\dot{Q}_{REC}	22.3
\dot{Q}_{risc}	160.8
Temperature [°C]	
T_{max}	160.0
T_{rig}	114.5
T_{cond}	95.0
$T_{w,in}$	85.0
$T_{w,out}$	92.2
Portate [kg/s]	
$\dot{m}_{a,rig}$	0.706
$\dot{m}_{w,rig}$	0.066
$\dot{m}_{w,cond}$	5.22

4.3 Valutazioni energetiche sui risparmi conseguibili

Nell'analisi precedente la temperatura di condensazione della fase vapore è stata posta pari a 95°C . Ciò può inficiare la possibilità di riutilizzo del calore recuperato in condensazione per processi in cui sia richiesta una temperatura di esercizio maggiore. Per cui si è proceduto ad effettuare un'analisi parametrica per valori crescenti di temperatura da 95°C a 125°C. Le pressioni parziali del vapore sono dunque valutate alle

temperature di condensazione imposte e saranno quindi via via crescenti mentre la pressione parziale dell'aria rimane invariata. La crescita di pressione sarà dunque imputata ad un contenuto di vapore crescente.

Prima di procedere con la suddetta valutazione risulta necessario determinare l'apporto di calore necessario ad innalzare la temperatura dell'acqua presente nella pasta dalla temperatura di essiccazione fino a quella di condensazione. Tale quota di potenza sarà dunque aggiunta alla potenza di riscaldamento fornita in fase di rigenerazione, come esplicitato nelle formule seguenti e in **Figura 36** in cui l'intero sistema trattato è rappresentato in black box esplicitando solamente i flussi di calore in ingresso e uscita.

$$\dot{Q}_{tot,risc} = \dot{Q}_{w,cond} + \dot{Q}_{liq,tot}$$

$$\dot{Q}_{liq,tot} = \dot{m}_{w,rig} * c_l * (T_{cond} - T_{ess})$$

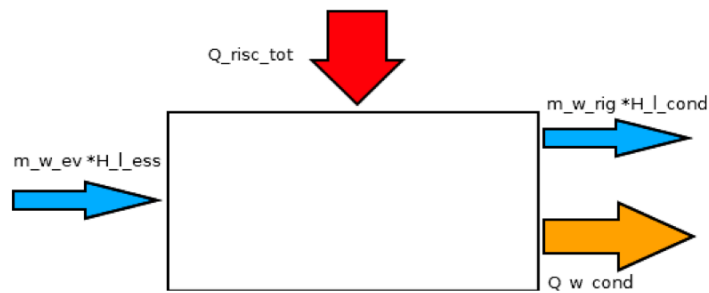


Figura 36 Flussi di energia alla frontiera esterna del sistema termodinamico considerato; essiccatore +apparato di recupero.

I risultati principali dello studio svolto sono riassunti in **Tabella 7**.

Tabella 7. Dati calcolati per temperature di condensazione maggiori di 95°C

T_{cond} [°C]	95.0	105.0	115.0	125.0
Pressioni [atm]				
p_{tot}	1.66	2.02	2.49	3.12
p_a	0.83	0.83	0.83	0.83
p_v	0.83	1.19	1.67	2.29
Potenze termiche [kW]				
\dot{Q}_{cond}	149.2	147.6	145.9	144.1
$\dot{Q}_{\Delta T}$	2.9	2.0	1.3	0.7
\dot{Q}_{SH}	9.0	12.3	17.8	30.0
$\dot{Q}_{w,rig}$	26.4	29.2	32.1	35.0
$\dot{Q}_{tot,cond}$	<u>187.5</u>	<u>191.1</u>	<u>197.0</u>	<u>209.8</u>
\dot{Q}_{REC}	22.3	28.4	39.9	67.7
$\dot{Q}_{risc,rig}$	160.8	161.8	165.1	175.1
$\dot{Q}_{liq,tot}$	8.93	11.69	14.45	17.22
$\dot{Q}_{tot,risc}$	<u>169.7</u>	<u>173.5</u>	<u>179.5</u>	<u>192.3</u>

Temperature [°C]				
T_{max}	160	160	160	160.0
T_{rig}	114.5	124.4	134.5	144.8
$T_{w,in}$	85.0	95.0	105.0	115.0
$T_{w,out}$	92.2	101.6	111.3	121.4
Portate [kg/s]				
$\dot{m}_{a,rig}$	0.706	0.717	0.781	1.005
$\dot{m}_{w,rig}$	0.066	0.066	0.066	0.066
$\dot{m}_{w,cond}$	5.225	5.750	6.156	6.450

Da questi dati si può procedere ad una valutazione dei risparmi conseguibili tramite l'utilizzo di letti adsorbenti. Tale valutazione sarà effettuata proponendo prima un caso ideale, nel quale le dispersioni termiche verso l'esterno si considerano nulle, e poi un caso reale in cui saranno prese in considerazione dette perdite di calore.

Caso ideale (assenza dispersioni termiche essiccatore)

Come esposto in precedenza, si evince che l'utilizzo di un mezzo adsorbente permette di recuperare tutto il calore di evaporazione e l'entalpia del liquido condensato, che normalmente vengono persi con l'aria di rinnovo espulsa dall'essiccatore. Dunque il processo di essiccazione avviene a costo zero, mentre nel sistema termodinamico considerato immettiamo una quota di calore pari a $\dot{Q}_{risc,tot}$ che però recuperiamo tramite il condensatore, e che rimane così come calore disponibile per altri utilizzi

Come mostrato in **Tabella 8** si nota che anche nel caso base ideale, l'utilizzo di un ciclo a recupero di condensa comporta una riduzione della potenza richiesta dalla caldaia. Tale riduzione al crescere della temperatura di recupero della condensa, diminuisce fino ad avere un aggravio in termini di potenza richiesta al di sopra dei 115°C. Questo aumento di potenza da fornire al ciclo comporta d'altro canto un aumento del calore residuo recuperato.

Tabella 8. Variazione della potenza di alimentazione del ciclo ideale e calore residuo recuperato rispetto al caso base di riferimento.

T_{cond} [°C]	95.0	105.0	115.0	125.0
potenza caldaia	-5.3%	-3.2%	0.1%	7.3%
calore residuo tot. [kW]	187.5	191.1	197.0	209.8

Caso reale

Passando al caso reale, la presenza di dispersioni termiche consistenti che devono essere continuamente compensate mediante alimentazione di calore all'essiccatore, fa sì che si abbia la possibilità di utilizzare a tal fine lo stesso calore residuo sopra calcolato, riducendo significativamente la spesa energetica rispetto all'attuale processo di essiccazione. Considerando come riferimento i dati relativi al consumo reale negli impianti attuali, che riportano potenze termiche per tonnellata ora di pasta essiccata pari a circa 350 kW, e confrontando tale valore con il consumo totale calcolato per il caso ideale, si può stimare (v. **Tabella 9**) la quota di calore disperso in ambiente e dovuto alla capacità termica del materiale processato che di seguito sarà indicata come Q_{in} . Tale quota di calore può essere assunta uguale anche per un impianto con ciclo con adsorbimento per il recupero dei cascami termici.

Tabella 9. Potenze termiche di un generico impianto reale, riferite a una capacità produttiva di 1 ton/h.

Potenza assorbita reale	350 kW
Potenza totale per essiccazione	179 kW
Potenza dissipata, \dot{Q}_{in}	171 kW

Nel ciclo di adsorbimento e rigenerazione non sono state considerate perdite verso l'ambiente in quanto difficilmente valutabili in questa analisi. In prima approssimazione si può stimare che siano di un ordine di grandezza inferiori alle perdite sopra esposte in quanto il sistema considerato dovrà avere un ingombro e dunque volumi e superfici notevolmente minori rispetto all'essiccatore stesso, infatti dovendo essere necessariamente addossato e/o integrato all'essiccatore spesso non incrementerà significativamente le superfici disperdenti dell'intero impianto. Inoltre non è stata considerata come perdita la quota di calore sensibile da fornire al letto nel passaggio dalla fase di adsorbimento a quella rigenerazione in quanto tale apporto di calore non viene disperso ma rimane all'interno del ciclo andando a fornire calore utile nella successiva fase di adsorbimento.

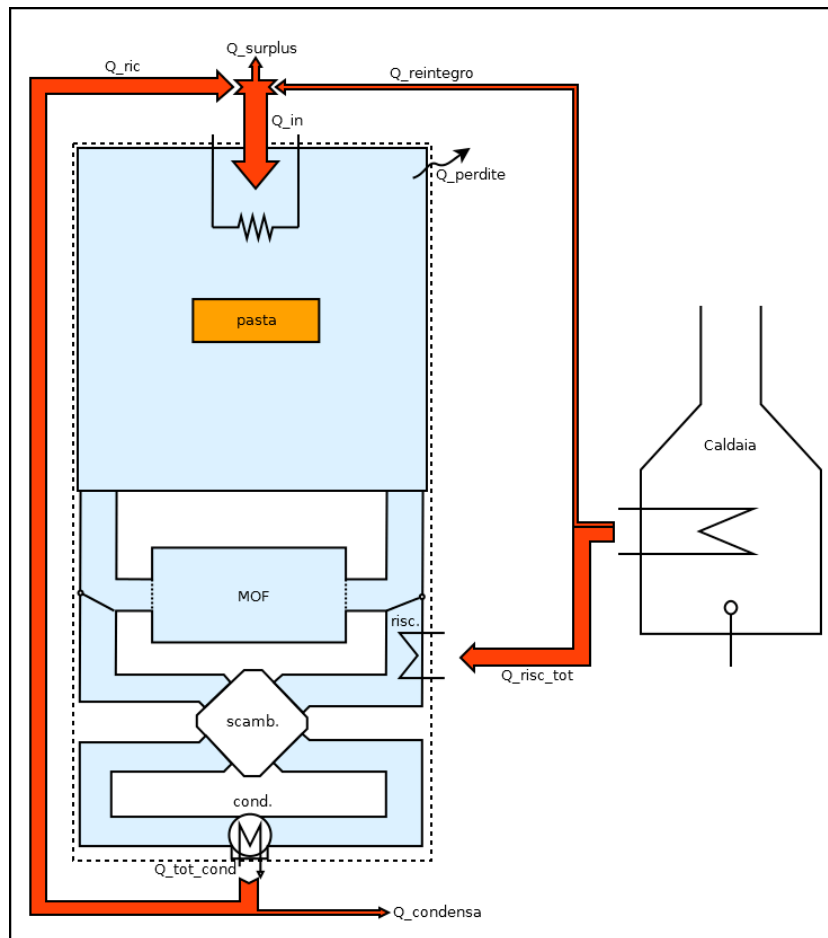


Figura 37 Rappresentazione schematica dei flussi considerati nel caso reale.

In **Figura 37** viene schematicamente rappresentata una possibile riutilizzo del calore recuperato $Q_{tot,cond}$. Tale calore può essere in gran parte riutilizzato nel ciclo stesso (Q_{ric}) alla temperatura $T_{w,out}$. Questo può essere maggiore o minore della quota Q_{in} necessaria a mantenere il ciclo in condizioni stazionarie. Dunque avremo rispettivamente una quota di calore in surplus da utilizzare per altri processi o una quota di reintegro dalla caldaia.

La restante parte data dalla condensa a temperature non più utilizzabili nel processo può essere sfruttata per altri scopi, come ad esempio il riscaldamento dell'impasto che deve essere mantenuto a circa 40°C. Per questo si è considerato un calore residuo dal condensato utilizzabile fino a 45°C ($Q_{condensa}$). Di seguito nella **Tabella 10** sono riportate le potenze termiche associate ai flussi di cui sopra, alle diverse temperature di condensazione in fase di rigenerazione.

Tabella 10 Dati riassunti dei flussi termici di una possibile applicazione reale.

T_{cond} [°C]	95.0	105.0	115.0	125.0
Potenze termiche [kW]				
$\dot{Q}_{tot,cond}$	175	179	184	197
\dot{Q}_{ric}	163	162	165	175
$\dot{Q}_{condensato}$	12	17	20	22
\dot{Q}_{in}	171	171	171	171
$\dot{Q}_{surplus}$	0	0	0	4
$\dot{Q}_{reintegro}$	8	9	6	0
$\dot{Q}_{tot,risc}$	170	174	180	192
$\dot{Q}_{caldaia}$	178	182	185	192

Mentre **Tabella 11** sono riportati la riduzione totale di energia di alimentazione utilizzata per il solo processo di essiccazione, calcolata utilizzando i dati sopra esposti a pari potenza disponibile finale, e la conseguente riduzione della potenza richiesta alla caldaia.

Tabella 11 Risparmi conseguibili in una possibile applicazione reale.

T_{cond} [°C]	95.0	105.0	115.0	125.0
Riduzione spesa energetica	-49.2%	-47.9%	-47.1%	-46.2%
Potenza caldaia	-50.9%	-50.3%	-49.9%	-48.9%

Consumi elettrici

La presenza del ciclo ad adsorbimento, come visto, permette di ottenere circa un dimezzamento dei consumi termici dell'essiccatore, che però deve essere confrontato con l'incremento dei consumi elettrici connesso alle maggiori esigenze di ventilazione.

Tali consumi sebbene non siano calcolabili con esattezza in questa fase di studio, dipendendo da una molteplicità di fattori inerenti la realizzazione delle apparecchiature, sono comunque stimabili in prima approssimazione considerando quanto già riportato nel paragrafo 3.3 a proposito dell'alimentazione elettrica della linea di produzione della pasta, facendo quindi riferimento ai consumi per ventilazione che caratterizzano gli impianti attuali. Si è infatti detto che il consumo di energia elettrica relativo al processo produttivo è connesso principalmente all'alimentazione dell'impastatrice, dei nastri trasportatori e dei ventilatori e risulta estremamente limitato rispetto a quello di energia termica, rappresentando non più del 10-15 % del consumo energetico totale. In termini di potenza per tonnellata ora di pasta prodotta ciò corrisponde a non più di 60 kW elettrici e di questi circa 15-20 kW risultano associati ai ventilatori. Partendo quindi da tale dato è possibile stimare l'incremento di consumi elettrici attesi per l'impianto con recupero dei cascami termici che si sta ora analizzando.

Considerando che nella fase di adsorbimento si prevede che i ventilatori dell'essiccatore elaborino le stesse portate di aria che avrebbero elaborato nell'impianto senza recupero, con l'unica differenza che l'aria umida passerebbe attraverso il letto adsorbente anziché nello scambiatore di calore e che non sarebbero presenti i ventilatori di estrazione, è ammissibile ipotizzare che l'incremento di consumo elettrico per il nuovo impianto, associato alla sola fase di adsorbimento sarà estremamente contenuto.

Viceversa per realizzare la fase di rigenerazione sarà necessario prevedere ulteriori ventilatori che potranno avere un consumo pari o poco superiore a quello dei ventilatori dell'essiccatore risultando le portate in gioco confrontabili.

In definitiva, adottando un approccio conservativo, considerando che l'attraversamento dei letti potrà richiedere maggiori prevalenze rispetto a quelle richieste dagli attuali scambiatori di calore, si può pensare che al massimo i consumi elettrici potranno crescere di circa 25 kW determinando quindi un incremento del 40% dei consumi elettrici totali che potranno essere stimati in complessivi 80-90 kW.

Dal punto di vista di un bilancio energetico complessivo il risultato è estremamente positivo in quanto si passerebbe da un impianto attuale che consuma per t/h di pasta 350 kW termici e 60 kW elettrici, ad un impianto che consuma 180 kW termici e 85 kW elettrici, il che in termini di consumo di energia primaria⁶ corrisponde ad una riduzione di oltre il 25%.

In definitiva si può quindi affermare che la soluzione prospettata rappresenta un significativo efficientamento del processo di essiccazione della pasta alimentare basato sul parziale trasferimento dei consumi termici di un essiccatore, che generano cascami non recuperabili, verso quelli elettrici che permettono il recupero completo internamente al processo di tutti i cascami termici generati.

In aggiunta a quanto sopra, riprendendo i concetti espressi sempre nel precedente paragrafo 3.3 in merito alle criticità tecnico-economiche riscontrabili ad oggi nella applicabilità della cogenerazione agli essiccatori, va sottolineato il fatto che la riduzione consistente della componente termica dei flussi energetici di alimentazione di un essiccatore conseguibile adottando la metodologia di efficientamento proposta, e il parziale anche se ridotto incremento della componente elettrica, permettono di attenuare fortemente lo sbilanciamento tra le due forme di energia che come visto può pregiudicare la profittabilità della cogenerazione negli impianti attuali. Si ritiene quindi che l'adozione della tecnologia di efficientamento energetico proposta possa portare, come ulteriore ricaduta positiva, ad una più ampia diffusione delle soluzioni cogenerative, a più livelli di temperatura, in tali impianti. E' chiaro infine che associando la cogenerazione al processo di efficientamento proposto sarà possibile conseguire una ulteriore riduzione del consumo di energia primaria associato all'alimentazione energetica di un essiccatore .

4.4 Aspetti riguardanti la selezione del MOF

Dallo studio svolto finora è possibile ricavare delle considerazioni riguardo le caratteristiche che deve possedere il materiale adsorbente per essere impiegato in una applicazione come quella sopra esposta.

Le considerazioni sotto esposte sono di carattere generale e quindi sono da ritenersi valide per qualsiasi tipo di processo di essiccamento della pasta.

Caratteristiche:

1. Il materiale deve poter adsorbire acqua.
2. Elevato numero di cicli di lavoro, adsorbimento-rigenerazione (nell'ordine dei 100.000 nel caso ottimale).
3. L'adsorbimento specifico, anche detto uptake, tra le condizioni iniziali e finali deve essere il più alto possibile. Tale parametro è inversamente proporzionale al numero di cicli adsorbimento-rigenerazione, e dunque in ultima analisi risulta essere proporzionale alla vita utile del materiale.
4. La cinetica di reazione deve essere la più elevata possibile. Questa ha effetto sulla potenza specifica e dunque sulla quantità di materiale da impiegare per raggiungere i livelli di potenza richiesti. In altri termini incide sui volumi di ingombro e sui costi iniziali.
5. Curve adsorbimento tipo IV o V secondo la classificazione di Brunauer, con pendenze in zona di transizione elevate ed effetti di isteresi tra adsorbimento e desorbimento contenuti.
6. Per il calcolo dei valori limite di α applicabili ai processi sopra esposti si fa riferimento alle seguenti considerazioni:

In fase di **adsorbimento** possiamo ricavare un limite superiore per il valore di α . Tale limite è posto dall'umidità relativa dell'aria nell'essiccatore. Per poter deumidificare l'aria il materiale adsorbente deve avere un valore di α inferiore alla suddetta umidità, il cui valore per le sezioni considerate in questo caso applicativo è riassunto in **Tabella 12**. Più in generale possiamo considerare come limite superiore ammissibile per l'adsorbimento un valore di $\alpha = 65 \div 60\%$ considerato a 20°C.

⁶ Nel calcolo si è assunto un valore di 0,9 per il rendimento di riferimento dell'energia termica e 0,46 medio nazionale per quello dell'energia elettrica.

Tabella 12 Umidità relativa dell'aria nelle sezioni dell'essiccatore considerato

	Sez.1	Sez.2	Sez.3	Sez.4
UR_{ess}	73.3%	69.8%	77.1%	75.7%

In fase di rigenerazione invece possiamo ricavare il limite inferiore per il valore di α . In questo caso non abbiamo limitazioni dettate dal processo ma limitazioni date dai limiti termici e dalla necessità di recuperare il calore latente limitando per quanto possibile l'immissione di calore sensibile nel ciclo.

Per questo si è imposta una condizione sulla quota di calore sensibile rappresentata dalla quantità \dot{Q}_{SH} . Questa deve essere minore o al limite pari al 20% del calore totale scambiato:

$$\frac{\dot{Q}_{SH}}{\dot{Q}_{risc}} = 20\%$$

Applicando tale condizione al Sistema di rigenerazione sopra esposto si giunge ai risultati esposti in **Tabella 13**, considerando le diverse temperature di condensazione proposte.

Tabella 13 Dati riassuntivi sullo studio del valore dell' α minimo in fase di rigenerazione

T_{cond} [°C]	95.0	105.0	115.0	125.0
p_{tot} [atm]	1.66	2.02	2.49	3.12
T_{rig} [°C]	137.9	141.3	144.6	148.2
α @ T_{rig}	25.9%	33.2%	42.0%	51.9%
α @ 20°C	15.0%	21.0%	29.0%	39.0%

Per cui considerando la possibilità di recuperare alla temperatura minore si ha un limite inferiore ammissibile pari a $\alpha = 15\%$ alla temperatura di riferimento di 20°C.

- Il materiale deve essere chimicamente compatibile con le sostanze interagenti nonché deve possedere le caratteristiche di compatibilità alimentare.
- In fine l'adsorbente deve poter lavorare in maniera continua a temperature elevate dell'ordine dei 150-160°C in presenza di vapore acqueo surriscaldato.

4.5 Fasi successive di sviluppo: caratterizzazione dei materiali, dei letti e del ciclo innovativo

Per quanto sopra è possibile concludere che l'attività di studio condotta ha permesso di verificare da un punto di vista prettamente termodinamico la realizzabilità di un ciclo innovativo, ideato nell'ambito della stessa attività di studio, basato sull'impiego di materiali adsorbenti di tipo MOF (o equivalenti) in grado di recuperare i cascami termici associati ad un generico processo di essiccazione della pasta.

La fase successiva di sviluppo della metodologia proposta, che ha come fine ultimo il raggiungimento del livello di applicazione industriale della stessa, dovrà prevedere la progettazione e realizzazione di una apparecchiatura prototipale su scala di laboratorio opportunamente strumentata, dotata di sistema di monitoraggio e controllo, che comprenda tutti i principali componenti (assorbitore, generatore e condensatore) necessari alla realizzazione del ciclo termodinamico in condizioni riconducibili a quelle di funzionamento di un futuro impianto di essiccazione della pasta con sistema di recupero, a livello industriale. La progettazione di tale apparecchiatura prototipale richiede però una fase preliminare volta all'acquisizione di una serie di informazioni, al momento non disponibili, riguardanti il comportamento operativo dei materiali adsorbenti di interesse per la tecnologia in via di sviluppo, specificatamente i materiali con curve di adsorbimento di tipo IV e V (classificazione BDDT).

L'analisi bibliografica su tali materiali ha permesso infatti di rilevare una sostanziale carenza di informazioni relative alla loro caratterizzazione ed una insufficiente coerenza tra i valori di alcuni parametri forniti dai diversi autori ([1][2][5][9][10][12][14]). Questa carenza risulta poi particolarmente significativa se si considerano i parametri che regolano le cinetiche delle reazioni di adsorbimento e desorbimento, laddove tali parametri risultano indispensabili per affrontare la fase di progettazione, anche di massima, di un sistema prototipale da laboratorio, primo indispensabile passo da compiere in un cammino di sviluppo che porta alla progettazione di un impianto pilota.

Le cinetiche di reazione rappresentano infatti l'informazione fondamentale nel dimensionamento in potenza di una apparecchiatura; i parametri cinetici di un materiale risultano in particolare discriminati in fase di selezione del materiale stesso in quanto cinetiche troppo lente comportano la realizzazione di apparecchiature caratterizzate da ingombri elevati⁷ (nonché elevati costi) che potrebbero superare quelli massimi consentiti per l'applicabilità industriale della tecnologia.

Inoltre è necessario considerare che in letteratura [11] si registrano, per letti di materiali adsorbenti, effetti di scala che si manifestano con scostamenti anche significativi del comportamento dei letti rispetto a quanto atteso sulla base delle caratteristiche dei materiali adsorbenti che li costituiscono. Tale fenomeno è riconducibile al fatto che la caratterizzazione di tali materiali avviene normalmente impiegando strumenti di precisione che per loro natura eseguono le misure su campioni estremamente ridotti di materiale, che non risentono di eventuali interferenze di diverso tipo (interazioni da deformazioni meccaniche, gradienti termici ecc) che possono insorgere su campioni di materiale in "bulk", ovvero in un letto in scala reale.

Per tali motivi si ritiene necessario prevedere una fase sperimentale propedeutica a quella di caratterizzazione del ciclo termodinamico, dedicata alla completa caratterizzazione di un numero limitato di materiali adsorbenti, in parte già individuati ed eventualmente da integrare con altri in corso d'opera, e dei relativi letti. Tale caratterizzazione dovrà quindi riguardare sia campioni di materiali, da esaminare mediante analisi di laboratorio che potranno essere condotte, presso i propri laboratori, dal gruppo di lavoro dell'ENEA, sia letti adsorbenti costituiti dai medesimi materiali, che potrà essere condotta dal gruppo di ricerca di Tor Vergata. A tal fine sarà necessario allestire un banco di prova opportunamente strumentato, articolato eventualmente su più apparecchiature indipendenti, che permetta di analizzare il comportamento di letti di materiale adsorbente, che potranno anche essere realizzati in diverse geometrie alternative. Le principali esigenze di indagine che tale banco dovrà soddisfare risultano al momento essere:

- la caratterizzazione dei letti di materiali in condizioni di equilibrio, ovvero tracciamento delle isoterme di adsorbimento e desorbimento;
- la caratterizzazione delle cinetiche di reazione dei processi di adsorbimento e desorbimento al variare dei parametri: temperatura, pressione, umidità relativa dell'aria nonché velocità di attraversamento (ovvero portata) dell'aria.

Pertanto il banco dovrà includere strumenti per le misure, in più punti, di:

- temperatura (termometri a contatto, ad immersione ecc);
- umidità relativa dell'aria (termoigrometri, psicrometri);
- portata di aria umida (flussimetri);
- pressione (manometri).

Dovranno inoltre essere inclusi:

- sistemi di riscaldamento/raffreddamento con temperature di lavoro fino a 200 °C circa, completi di dispositivo di generazione e di sistemi di scambio termico;
- sistemi di ventilazione regolabili in velocità;
- sistemi di umidificazione dell'aria;

⁷ Per meglio comprendere questa affermazione, si consideri che l'input di progetto è la portata di vapore prodotta dall'essiccazione della pasta che deve essere uguale a quella adsorbita dal MOF. La cinetica di adsorbimento ha diretta influenza sulla determinazione della portata specifica di vapore che può essere adsorbito, cioè della quantità di vapore adsorbito nel tempo dall'unità di massa di MOF. Pertanto minore è la portata specifica di un dato materiale, maggiore sarà la quantità di materiale che dovrà costituire il letto adsorbente per soddisfare il dato sulla portata di progetto dell'essiccatore.

- sistema di drenaggio delle condense.
oltre naturalmente a tutti i necessari componenti secondari e al relativo piping.

4.6 Potenziali ricadute nei processi di essiccazione in altri settori

Quanto descritto in termini di flussi energetici e di massa relativamente al processo di essiccazione della pasta può essere, per grandi linee e con le dovute precisazioni, ripetuto per i principali processi di essiccazione termicamente alimentati, in ambito agroalimentare e non solo. Il concetto è sempre quello che a valle di un processo di essiccazione è presente un flusso entalpico potenzialmente recuperabile associato al vapore acqueo generato dal processo stesso. L'impiego di materiali adsorbenti innovativi rende immediatamente disponibile al processo il calore di adsorbimento del vapore acqueo su materiale adsorbente, permettendo il ricircolo continuo del calore (o di una sua quota significativa) di alimentazione del processo di essiccazione. In fase di rigenerazione del materiale adsorbente è poi possibile realizzare un processo così detto "in cascata" nel quale il calore ad alta temperatura, di alimentazione del rigeneratore, viene recuperato a valle, a livello del condensatore, ad una temperatura ancora sufficientemente alta per essere impiegata utilmente nello stesso o in altri processi produttivi.

Si intende pertanto condurre, nel proseguimento dell'attività di ricerca, approfondimenti sui parametri di processo degli impianti di essiccazione della frutta e di altri alimenti, al fine di verificare l'applicabilità della tecnologia in fase di sviluppo, anche a questi settori rientranti nell'ambito agroalimentare.

Un settore di particolare interesse è sicuramente rappresentato dalle biomasse, sebbene in tali applicazioni possano risultare più profittevoli i sistemi basati su liquidi assorbenti, come le soluzioni acquose di bromuro di litio. Tali soluzioni non sono indicate per i sistemi di essiccazione dell'industria alimentare per il pericolo connesso al trascinarsi di particelle di liquido assorbente durante il contatto diretto che avviene tra l'aria umida di processo e il liquido stesso nell'assorbitore, quindi per il pericolo di contaminazione dell'aria deumidificata e ricircolata che è in contatto con il prodotto in essiccazione.

Laddove invece il pericolo di contaminazione non è discriminante è possibile utilizzare tale tecnologia di deumidificazione a liquido assorbente, sebbene il problema del trascinarsi delle gocce debba essere sempre opportunamente valutato ([4]); casi di studio sull'applicazione di cicli ad assorbimento nell'industria del legno ([7]) ed in altri settori ([8] e [9]) sono riportati in bibliografia.

5 Conclusioni

Le attività di ricerca svolte dal Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Roma "Tor Vergata" nell'ambito dell'Accordo di collaborazione con l'ENEA, che ha riguardato l'efficientamento di un processo industriale nel settore agroalimentare conseguibile mediante l'adozione di sistemi innovativi ad adsorbimento basati su materiali avanzati a elevata superficie specifica (zeoliti, materiali organici e ibridi metallorganici), hanno portato alla definizione di una metodologia innovativa per il recupero dei cascami termici ed idrici presenti nella fase di essiccazione del processo di produzione della pasta secca alimentare, potenzialmente applicabile alla maggior parte dei processi di essiccazione termicamente alimentati, sia in ambito agroalimentare che in altri settori.

Il concetto fondamentale su cui si basa la metodologia proposta è quello che a valle di un processo di essiccamento, che richiede ingenti quantità di calore per alimentare l'evaporazione dell'acqua presente nel materiale da essiccare, è sempre presente un flusso entalpico potenzialmente recuperabile associato al vapore acqueo generato dal processo stesso. L'impiego di materiali adsorbenti innovativi per rigenerare il flusso di aria calda ed umida in uscita dall'essiccatore rende immediatamente disponibile al processo il calore rilasciato durante l'adsorbimento dello stesso vapore acqueo su materiale assorbente, permettendo in questo modo il ricircolo continuo del calore di alimentazione del processo di essiccazione.

Una volta che il materiale adsorbente è giunto a saturazione, è possibile eseguire una rigenerazione ad alta temperatura realizzando un processo così detto "in cascata" nel quale il calore di alimentazione del rigeneratore, che provoca l'evaporazione dell'acqua dal materiale adsorbente, viene recuperato a valle per condensazione dello stesso vapore ad una temperatura ancora sufficientemente alta per essere impiegata utilmente nello stesso o in altri processi produttivi. In questo modo, contestualmente viene anche realizzato al condensatore il recupero delle condense (nella forma di acqua demineralizzata) che possono essere rinviate al processo a monte (impastatrice, nel caso specifico della pasta) o diversamente impiegate.

Il processo di recupero dei cascami richiede un leggero incremento dei consumi elettrici complessivi di impianto pertanto si può affermare che l'efficientamento energetico ottenuto consiste nel parziale trasferimento dei consumi termici di un essiccatore, che generano cascami non recuperabili, verso quelli elettrici che permettono il recupero completo internamente al processo di essiccazione di tutti i cascami termici generati, con significativa riduzione del consumo complessivo di energia primaria.

Inoltre se l'intervento proposto fosse associato a una produzione del calore di rigenerazione per via cogenerativa sarebbe possibile incrementare ulteriormente il grado di efficientamento energetico del processo di essiccamento della pasta.

Relativamente al caso di studio preso in considerazione, di un impianto reale di essiccazione della pasta secca, sulla base dei risultati forniti da un codice di calcolo appositamente sviluppato in ambiente Matlab, i risparmi energetici conseguibili adottando la metodologia di recupero proposta, possono essere così riassunti: a fronte di consumi attuali per tonnellata ora di pasta prodotta pari a circa 350 kW termici di cui 179 kW associati a potenza utile effettivamente impiegata nel processo di evaporazione e 171 kW richiesti per la compensazione delle dispersioni termiche verso l'ambiente, nel caso di adozione del sistema di recupero dei cascami termici, si otterrebbe una riduzione totale di energia utilizzata nel solo processo di essiccazione prossima al 50%, che corrisponde ad aver praticamente annullato la richiesta termica per l'essiccazione vera e propria mantenendo inalterata quella relativa alle dispersioni termiche verso l'esterno, con un ulteriore flusso di calore residuo disponibile da recupero al condensatore dell'ordine dei 10-20 kW e conseguentemente una riduzione della potenza richiesta alla caldaia anche maggiore del 50%.

A fronte di tale riduzione è stato stimato un incremento della potenza richiesta approssimativamente di 25 kW elettrici. Il bilancio energetico complessivo che ne risulta è estremamente positivo in quanto si passerebbe da un impianto attuale che consuma 350 kW termici e 60 kW elettrici per t/h di pasta prodotta, ad un impianto che consuma 180 kW termici e 85 kW elettrici, con una conseguente riduzione del consumo di energia primaria di oltre il 25%.

Con riferimento ai materiali adsorbenti, si è quindi verificata da un punto di vista prettamente termodinamico la realizzabilità del ciclo innovativo nell'ipotesi di adozione di materiali con curve di adsorbimento, riferite all'acqua (adsorbato), di tipo IV e V (classificazione BDDT), con pendenze in zona di transizione elevate ed effetti di isteresi tra adsorbimento e desorbimento contenuti, quindi materiali di tipo MOF o con comportamento equivalente.

Più nello specifico affinché sia garantita l'applicabilità tecnologica della metodologia proposta, i materiali adsorbenti che potranno essere adottati, oltre a rientrare nel precedente gruppo definito dalla tipologia di curve di adsorbimento, dovranno possedere le seguenti proprietà:

1. Elevata stabilità rispetto ai cicli di lavoro (vita utile in termini di cicli di adsorbimento-rigenerazione nell'ordine dei 100.000).
2. Elevata stabilità termica (devono poter lavorare in maniera continua a temperature elevate dell'ordine dei 150-160°C in presenza di vapore acqueo surriscaldato).
3. Elevato adsorbimento specifico (uptake).
4. Ottime cinetiche di adsorbimento/desorbimento.
5. Valori limite di α (riferiti a 20°C) compresi tra e un minimo 15-40 % ed un massimo di 60-65% (valori variabili in funzione della specifica applicazione considerata).

Con preciso riferimento al processo di essiccazione della pasta, il materiale deve chiaramente essere chimicamente compatibile con le sostanze interagenti nonché deve possedere le caratteristiche di compatibilità alimentare.

Le fasi successive di sviluppo della tecnologia proposta, fino alla sua applicabilità industriale, dovranno prevedere nell'ordine:

- Una fase sperimentale preliminare, che potrà essere condotta presso i propri laboratori dal gruppo di lavoro dell'ENEA, volta all'acquisizione di una serie di informazioni, al momento non disponibili, riguardanti il comportamento operativo dei materiali adsorbenti di interesse per la tecnologia in via di sviluppo. L'analisi bibliografica su tali materiali ha permesso infatti di rilevare una sostanziale carenza di informazioni particolarmente significativa in relazione ai parametri che regolano le cinetiche delle reazioni di adsorbimento e desorbimento, laddove tali parametri risultano indispensabili per affrontare la fase di progettazione, anche di massima, di un sistema prototipale da laboratorio, primo indispensabile passo da compiere in un cammino di sviluppo che porta alla progettazione di un impianto pilota. I parametri cinetici di un materiale risultano in particolare discriminati in fase di selezione del materiale stesso in quanto cinetiche troppo lente comportano la realizzazione di apparecchiature caratterizzate da ingombri elevati che potrebbero superare quelli massimi consentiti per l'applicabilità industriale della tecnologia. La fase sperimentale, che interesserà un numero limitato di materiali adsorbenti, in parte già individuati, dovrà quindi essere finalizzata al tracciamento delle isoterme di adsorbimento e desorbimento e alla caratterizzazione delle cinetiche di reazione al variare dei parametri di processo.

Parallelamente, tenendo conto che risultati sperimentali pregressi di indagini condotte dai gruppi di ricerca di Tor Vergata e dell'ENEA hanno mostrato la presenza di effetti di scala per letti di materiali adsorbenti, che si manifestano con scostamenti anche significativi del comportamento dei letti stessi rispetto a quanto atteso sulla base delle caratteristiche dei materiali adsorbenti che li costituiscono, come peraltro confermato dalla letteratura sull'argomento, si ritiene necessario prevedere una ulteriore fase sperimentale, propedeutica a quella di caratterizzazione del ciclo termodinamico, dedicata alla completa caratterizzazione di alcuni letti adsorbenti costituiti dai materiali via via selezionati sulla base delle risultanze sperimentali ottenute dall'ENEA. Tale attività sperimentale potrà essere condotta dal gruppo di ricerca di Tor Vergata che a tal fine dovrà allestire un banco di prova opportunamente strumentato, articolato eventualmente su più

apparecchiature indipendenti, che permetta di analizzare il comportamento di letti di materiale adsorbente che potranno anche essere realizzati in diverse geometrie alternative. Le principali esigenze di indagine che tale banco dovrà soddisfare risultano essere:

- la caratterizzazione dei letti di materiali in condizioni di equilibrio, ovvero tracciamento delle isoterme di adsorbimento e desorbimento;
- la caratterizzazione delle cinetiche di reazione dei processi di adsorbimento e desorbimento al variare dei parametri: temperatura, pressione, umidità relativa dell'aria nonché velocità di attraversamento (ovvero portata) dell'aria.

Complessivamente si prevede che per lo svolgimento delle attività sperimentali da condurre su piccoli campioni di materiali adsorbenti e parallelamente su campioni in "bulk" (letti) di alcuni di tali materiali, sarà richiesto un periodo di 12 mesi, comprendendo in tale durata anche la fase preliminare di progettazione e realizzazione del banco di prova e/o l'adattamento di apparecchiature di laboratorio.

- La progettazione e realizzazione di una apparecchiatura prototipale su scala di laboratorio opportunamente strumentata, dotata di sistema di monitoraggio e controllo, che comprenda tutti i principali componenti (assorbitore, generatore e condensatore) necessari alla realizzazione del ciclo termodinamico in condizioni riconducibili a quelle di funzionamento di un futuro impianto di essiccazione della pasta con sistema di recupero, a livello industriale. La disponibilità di tale prototipo permetterà di condurre una campagna sperimentale volta alla completa caratterizzazione del funzionamento del ciclo nelle varie condizioni di esercizio. I risultati ottenuti renderanno disponibili tutti i parametri necessari alla definizione dei criteri di dimensionamento dei principali componenti del sistema nonché alla completa progettazione di un impianto pilota, completo di ausiliari e comprensivo di tutti i necessari sistemi di gestione automatica con relativi algoritmi di controllo e di sicurezza.

Anche in questo caso si prevede che per lo svolgimento delle attività di progettazione, realizzazione e successiva sperimentazione dell'apparecchiatura prototipale sarà richiesto un periodo complessivo di 12 mesi.

- La progettazione, realizzazione e sperimentazione in campo di un impianto pilota, da realizzare necessariamente in collaborazione con uno o più soggetti industriali quali produttori di essiccatori per pasta e produttori di pasta secca.

6 Riferimenti bibliografici

1. Y.I. Aristov, "Challenging offers of material science for adsorption heat transformation: A review", *Applied Thermal Engineering* 50 (2013) 1610–1618.
2. L.G. Gordeeva, Y.I. Aristov, "Composites 'salt inside porous matrix' for adsorption heat transformation: a current state-of-the-art and new trends", *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 7 (2012), 288–302.
3. G.A. Longo, "Sviluppi nelle tecnologia ad assorbimento e adsorbimento", *Aicarr Journal*, ottobre (2013), 36-45.
4. G. Grossman, "Open cycle absorption and desiccant technology", *International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC11)*, 6-8 Aprile 2011 Padova, IIR/AICARR 2011, 3-12.
5. S.K. Henninger, F. Jeremias, J. Ehrenmann, C. Janiak, "Potential of PCPs/MOFs for the use in Adsorption heat pump processes", *International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC11)*, 6-8 Aprile 2011 Padova, IIR/AICARR 2011, 415-424.
6. L. Milatovich, G. Mondelli, "La Tecnologia della Pasta Alimentare" Chiriotti Editore, Pinerolo.
7. J. Anderson, L. Westerlund, "Improved energy efficiency in sawmill drying system" *Applied Energy* 113 (2014) 891–901.
8. B. Ye, J. Liu, X. Xu, G. Chen, J. Zheng, "A new open absorption heat pump for latent heat recovery from moist gas", *Energy Conversion and Management*, 94 (2015), 438–446.
9. S. Misha, S. Mat, M.H. Ruslan, K. Sopian, "Review of solid/liquid desiccant in the drying applications and its regeneration methods" *Renew Sustain Energy Rev*, 16 (2012), 4686–707.
10. M.F. de Lange, K.J. F. M. Verouden, T.J.H. Vlugt, J. Gascon, F. Kapteijn, "Adsorption-Driven Heat Pumps: The Potential of Metal–Organic Frameworks", *Chemical Reviews*, 115 (2015), 12205–12250.
11. S.P. Malysenko, S.V. Mitrokhin, I.A. Romanov, "Effects of scaling in metal hydride materials for hydrogen storage and compression", *Journal of Alloys and Compounds*, 645 (2015,) S84–S88.
12. X. Zheng, T.S. Ge, R.Z. Wang, "Recent progress on desiccant materials for solid desiccant cooling systems", *Energy* 74 (2014) 280-294.
13. Giovanni Longo, "Stato dell'arte e sviluppi futuri della "Sorption Technology": i sistemi a sostanze assorbenti liquide (assorbimento) e solide (adsorbimento) sia a circuito chiuso che a circuito aperto" *Aicarr Journal* n.22.
14. Kai Wang, Edward A. Vineyard, "Adsorption refrigeration", *Ashrae Journal*, September 2011.

**CV breve del gruppo di ricerca del Dipartimento di Ingegneria Industriale,
Università degli Studi di Roma "Tor Vergata"**

Giuseppe Leo Guizzi

Professore Ordinario di Sistemi per l'Energia e l'Ambiente presso l'Università degli Studi di Roma "Tor Vergata", attualmente Coordinatore del Corso di Studi in Ingegneria Energetica (carica ricoperta fin dal 2000), già Presidente del Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica nel periodo 1986-1989. Membro della Giunta nazionale dei Professori di Macchine nel triennio 2002/2005.

Già membro della commissione istruttoria del Ministero dell'Industria per le iniziative di risparmio energetico, dei gruppi di lavoro del C.T.I. sulla "Combustione in Letto Fluida" e sugli "Impianti a ciclo combinato".

Consulente scientifico del MIUR per i progetti di ricerca applicata nel settore dell'Ingegneria meccanica. Esperto dell'Autorità dell'Energia e del CCSE per la verifica degli impianti incentivati ai sensi del CIP 6. Consulente di numerose Aziende per iniziative nel settore dell'energia.

Coordinatore di progetti di ricerca Europei sull'idrogeno. Autore di oltre 70 lavori scientifici riguardanti: macchine idrauliche, impianti di potenza, cogenerazione e "repowering", soluzioni innovative per cicli a vapore (rigeneratore barometrico) e cicli misti gas-vapore (*Gas Injection Steam Cycle*), monitoraggio e diagnostica di impianti termoelettrici.

Michele Manno

Posizione attuale: si è laureato con lode in Ingegneria Meccanica nel 2000 presso il Politecnico di Torino, e nello stesso Ateneo ha conseguito il titolo di dottore di ricerca in Energetica nel 2004; attualmente in servizio come Ricercatore Confermato presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Roma "Tor Vergata", settore scientifico-disciplinare "Sistemi per l'Energia e l'Ambiente" (ING-IND/09).

Attività di ricerca: ha collaborato a numerosi progetti di ricerca nell'ambito del gruppo di lavoro coordinato dal prof. G.L. Guizzi (Ordinario di Sistemi per l'Energia e l'Ambiente presso l'Università degli Studi di Roma "Tor Vergata"), alcuni dei quali finanziati su bandi di ricerca nazionali o internazionali, aventi ad oggetto la modellazione e lo sviluppo di sistemi energetici avanzati finalizzati alla riduzione del consumo di energia primaria e di emissioni inquinanti e climalteranti.

Principali attività di ricerca:

- Progetto MECCANO: studio, sviluppo e sperimentazione di un sistema di climatizzazione a basso consumo per veicoli elettrici o ibridi. Progetto coordinato dal CRF (Centro Ricerche FIAT) e finanziato sul Bando Industria 2015 "Mobilità sostenibile" del Ministero per lo Sviluppo Economico.
- Progetto HP-ACS: studio, sviluppo e sperimentazione di un impianto frigorifero basato su pompa di calore a idruri metallici per veicolo adibito al trasporto di alimenti refrigerati. Il gruppo di ricerca dell'Università di Roma "Tor Vergata" non figura tra i partecipanti al progetto (finanziato nell'ambito del 7° Programma Quadro EU, ambito Capacities - Research for the benefit of SMEs) ma ha collaborato alle attività del progetto svolte da Labor srl, coordinatore del progetto.
- Progetto SEAKERS: studio, sviluppo e sperimentazione di un sistema di recupero di energia dai moti di sollevamento, beccheggio e rollio di imbarcazioni a vela. Progetto coordinato da Labor srl e finanziato nell'ambito del 7° Programma Quadro EU, ambito Capacities - Research for the benefit of SMEs.
- Progetto ATHENA: collaborazione con Labor srl allo studio e sviluppo di un sistema di generazione portatile basato su celle a combustibile PEM e stoccaggio di idrogeno in idruri chimici (boroidruro di sodio).
- Progetto FEMAG-C: studio e sviluppo di un sistema di propulsione ibrido per autotrazione con motore elettrico e celle a combustibile alimentate a idrogeno, per uso cittadino e affine. Progetto coordinato da Labor srl e finanziato dalla regione Lazio (L. 598/94).

- Progetto ECOCED: collaborazione con Metasystem spa per la valutazione dei consumi energetici derivanti dalla gestione di moderni Centri di Elaborazione Dati (CED) e studio di sistemi energetici (nell'ambito della generazione distribuita) volti alla riduzione di consumi, emissioni e costi derivanti dalla gestione dei CED.

- Progetti FEMAG, DEMAG, ENFUGEN, finanziati nell'ambito del 6° Programma Quadro EU, finalizzati allo studio di sistemi ibridi di generazione basati su celle a combustibile e supercondensatori, con stoccaggio di idrogeno in idruri metallici, per applicazioni sia mobili sia stazionarie.

Attività didattica: è titolare dall'A.A. 2011/12 del corso di Complementi di Macchine (6 CFU, insegnamento obbligatorio per il Corso di Laurea triennale in Ingegneria Energetica presso l'Università degli Studi di Roma "Tor Vergata") e dall'A.A. 2014/15 del corso di Energy Systems (6 CFU, corso di Laurea triennale in Engineering Sciences).

E' inoltre coordinatore Erasmus per il Corso di Laurea triennale e Magistrale in Ingegneria Energetica.

Alessandro Zaccagnini

Attualmente assegnista di ricerca presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Roma "Tor Vergata", ha conseguito la Laurea triennale in Ingegneria Meccanica e la Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica presso il medesimo Ateneo.

Ha partecipato a numerosi progetti di ricerca finanziati a livello europeo, nazionale e regionale, aventi ad oggetto temi legati al risparmio energetico e allo sviluppo di sistemi energetici avanzati.

Autore di 6 articoli presentati a convegni (nazionali e internazionali) e di 1 brevetto.

Marco Salvatori

Laureato in Ingegneria Energetica, titolare di assegno di ricerca presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Roma "Tor Vergata" nel periodo 2013-2015, partecipando in particolare alle attività del progetto SEAKERS, finanziato nell'ambito del 7° Programma Quadro EU, avente ad oggetto lo studio di un sistema di recupero di energia dai moti di sollevamento, beccheggio e rollio di imbarcazioni a vela, nonché al progetto MECCANO, coordinato dal CRF (Centro Ricerche FIAT) e finanziato sul Bando Industria 2015 "Mobilità sostenibile" del MiSE, riguardante lo studio di un sistema di climatizzazione a basso consumo per veicoli elettrici o ibridi. Progetto.

Autore di 1 articolo scientifico su rivista di rilevanza internazionale e di 1 contributo a convegno internazionale.