Università Politecnica delle Marche Facoltà di Ingegneria



Corso di Laurea Magistrale

in Ingegneria Meccanica con curriculum in Termomeccanica

Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche

Formulazione e validazione di equazioni per i processi di trasferimento del calore nell'industria alimentare

Formulation and validation of applied engineering equations for heat transfer processes in the food industry

Relatore: Prof. Fabio Polonara *Tesi di laurea di:* Marco Civitella

Anno accademico 2020/2021

Ringraziamenti

Ringrazio i miei genitori che mi hanno sempre sostenuto ed hanno creduto in me durante tutto il mio percorso di studi, nonostante le numerose difficoltà.

Ringrazio mia sorella Nicla da sempre fonte di ispirazione e punto di riferimento, che nonostante la lontananza mi è stata sempre vicina.

Ringrazio Rita, mia prima sostenitrice, per essere stata sempre presente ed avermi aiutato in ogni difficoltà.

Sommario

1.	Introduzione	6
	1.1 Il ruolo della modellazione e dei calcoli predittivi	6
2.	Ciclo Frigorifero di base	7
	2.1 Ciclo di Carnot Inverso	7
	2.2 Ciclo Frigorifero Ideale a Compressione di Vapore	. 10
	2.3 Ciclo Frigorifero Reale a Compressione di Vapore	. 12
	2.4 Sottoraffreddamento e Surriscaldamento	. 14
	Sottoraffreddamento del condensato	14
	Surriscaldamento interno	. 14
	Surriscaldamento esterno	. 14
	2.5 Metodi per incrementare l'efficienza di un ciclo frigorifero	. 16
	Scambio rigenerativo o scambio liquido-aspirazione	16
	Economizzatore	. 16
	Compressione parallela	. 17
	Compressione e laminazione frazionate	. 17
	Cicli in cascata	18
	2.6 Principali componenti del ciclo frigorifero	. 19
	2.6.1 Compressore	19
	2.6.2 Condensatore	. 20
	2.6.3 Evaporatore	. 21
	2.6.4 Organo di Laminazione	. 23
3.	Fluidi Refrigeranti	. 24
	3.1 Indici di sicurezza per le persone e l'ambiente	. 26
	3.1.1 Ozone Depletion Potential (ODP)	26
	3.1.2 Global Warming Potential (GWP)	27
	3.1.3 Total Equivalent Warming Impact (TEWI)	. 28
	3.1.4 Gruppo di sicurezza ASHRAE	. 29
	3.2 Fluidi Sintetici	. 30
	3.3 Miscele di Refrigeranti	32
	3.3.1 Miscele Azeotropiche	. 32
	3.3.2 Miscele non Azeotropiche	. 33
	3.4 Fluidi Naturali	. 34
	3.5 Anidride Carbonica – R744	. 35

4. Introduzione alla teoria delle soluzioni analitiche per il trasferimento non stazionario del calore nel trattamento degli alimenti	37
4.1 Proprietà termo-fisiche e coefficienti di scambio termico	40
4.1.1 Proprietà termo-fisiche degli alimenti	41
4.2 Coefficiente di scambio termico convettivo	47
5. Letteratura	49
5.1 Background storico	49
5.1.1 Semplificazione della serie completa di Fourier	51
6. Numero di Biot normalizzato e determinazione degli esponenti di Fourier	54
6.1 Validazione	57
6.2 Confronto con studi correlati	60
7. Soluzioni per numeri di Fourier piccoli	63
7.1 Metodologia	63
7.2 Temperatura al cuore e formulazione delle equazioni	64
7.3 Temperatura media e temperatura posizionale	69
7.4 Validazione	70
7.5 Osservazioni conclusive	72
8. Implementazione su foglio di calcolo Excel	73
8.1 Predizione temperatura aria in camera refrigerata	75
8.1.1 Temperatura costante/variabile in camera refrigerata	76
8.1.2 Implementazione Adaptive Control	79
8.2 Osservazioni conclusive	80
9. Cenni sul processo di scongelamento degli alimenti	82
10. Validazione sperimentale su prodotti reali	84
10.1 Protocollo sperimentale utilizzato	87
10.1.1 Prova sperimentale su carne bovina	88
10.1.1.1 Discussione risultati	92
10.1.2 Prova sperimentale su purea di patate	93
10.1.2.1 Discussione risultati	96
10.1.3 Prova sperimentale su carne di pollo	97
10.1.3.1 Discussione risultati	101
10.1.4 Prova sperimentale su mele (1)	102
10.1.4.1 Discussione risultati	106
10.1.5 Prova sperimentale su mele (2)	107

10.1.5.1 Discussione risultati	111
11. Cenni sul consumo energetico	113
12. Conclusioni	115
Bibliografia e Sitografia	117

1. Introduzione

Il lavoro svolto trova applicazione nel campo della refrigerazione nell'industria alimentare, in particolare nei processi di abbattimento rapido di temperatura degli alimenti posti all'interno di camere raffreddate da un sistema frigorigeno. Nello specifico, il presente lavoro si prefigge l'obiettivo di predire i processi di scambio termico tra gli alimenti e l'ambiente refrigerato in cui vengono posizionati, riuscendo in tal modo ad avere una predizione della loro storia termica, quando sono sottoposti a processi di abbattimento rapido di temperatura, senza l'ausilio di sensori di temperatura posizionati all'interno degli alimenti. Questa pratica consentirebbe un controllo dinamico ed automatico della macchina frigorigena, dell'abbattitore di temperatura nello specifico, in funzione proprio dell'evolversi delle temperature all'interno degli alimenti, al fine di alterare il meno possibile le proprietà organolettiche dei cibi ed ottimizzare tempi e temperature necessari per i cicli di abbattimento.

Per raggiungere l'obiettivo sopra descritto, il seguente studio è stato volto allo sviluppo di strumenti di calcolo analitici implementabili su fogli di calcolo.

1.1 Il ruolo della modellazione e dei calcoli predittivi

Un fattore chiave nella produzione industriale è la continua ottimizzazione dei processi, al fine di migliorare la produttività sia per quanto concerne un utilizzo ottimale di materie prime, di forza lavoro, macchinari, consumi energetici etc. Per l'industria alimentare, ulteriore attenzione è posta nella sicurezza dei cibi e nella qualità delle loro caratteristiche sensoriali. A tal proposito, i processi termici giocano un ruolo fondamentale in questi aspetti, in quanto fortemente influenzati dai trattamenti termici cui vengono sottoposti gli alimenti. Lo studio e la comprensione dei processi termici, quindi, sono aspetti fondamentali nella lotta al miglioramento della produttività senza però compromettere qualità e salubrità dei cibi, aspetti essenziali nell'industria alimentare.

La modellazione dei processi termici, in questo contesto di lavoro, viene definita attraverso lo sviluppo di un modello matematico-fisico che, in funzione di determinati input, che verranno successivamente definiti, restituisce una simulazione analitica della variazione della temperatura all'interno degli alimenti sottoposti a determinati trattamenti termici, attraverso dei calcoli predittivi.

Lo sviluppo e convalidazione di modello matematico-fisico, attraverso il quale siano possibili semplici calcoli analitici predittivi nel campo dell'industria alimentare, consentirebbe una standardizzazione di tutti quei processi termici cui gli alimenti vengono sottoposti. Tendenzialmente, infatti, molte specifiche di questi processi si basano sull'esperienza e la conoscenza degli operatori del settore, il che è un evidente punto di fragilità. L'industria alimentare si trova quindi di fronte alla necessità di svincolarsi da procedure basate su tentativi ed errori ed indirizzarsi verso processi basati sulla conoscenza e razionalità.

2. Ciclo Frigorifero di base

2.1 Ciclo di Carnot Inverso

Una macchina frigorifera utilizza l'energia meccanica per sottrarre calore da una sorgente fredda e cederlo ad una sorgente più calda. L'efficienza di tale macchina viene espressa in termini di coefficiente di effetto utile, COP, definito come il rapporto tra l'energia utilizzata (effetto utile) e l'energia spesa [49]:



Figura 2.1 - Macchina Frigorifera [49]

L'obiettivo è quello di mantenere una temperatura bassa nell'ambiente che si vuole refrigerare asportando calore dallo stesso, come noto dal Secondo Principio della Termodinamica il calore fluisce spontaneamente nel verso delle temperature decrescenti, quindi il COP di una macchina frigorifera sarà dato da:

$$COP_{MF} = Q_L / L_{in}$$

Il Teorema di Carnot afferma che il coefficiente di effetto utile massimo:

- si ottiene con un ciclo in cui le trasformazioni siano reversibili
- è indipendente dalla sostanza che percorre il ciclo
- dipende solo dalle temperature delle due sorgenti

Il ciclo ideale di Carnot inverso si compone di quattro trasformazioni reversibili, due isoterme e due trasformazioni adiabatiche (quindi isoentropiche), come si può vedere dal diagramma T-S.



Figura 1.2 - Diagramma T-s ciclo di Carnot inverso [49]

1→ 2: Espansione Isoterma a temperatura T_L con assorbimento da parte del fluido termovettore del calore Q_L ;

2→ 3: Compressione Isoentropica con aumento della temperatura del fluido da T_L a T_H ;

3→ 4: Compressione Isoterma a temperatura T_H con cessione di calore da parte del fluido, Q_H ;

4→ 1: Espansione Isoentropica con diminuzione della temperatura del fluido da T_H a T_L .

Al fine di realizzare in modo reversibile le quattro trasformazioni elencate, tale ciclo potrebbe essere realizzato praticamente soltanto all'interno della zona delle miscele sature di liquido e vapore di un refrigerante.

Il diagramma di Mollier, molto utilizzato per la rappresentazione dei cicli frigoriferi, poiché attraverso la grandezza "entalpia" permette di determinare l'energia scambiata nelle trasformazioni dei sistemi termodinamici, permette di visualizzare alcune incoerenze tecnologiche tra il ciclo ideale e la sua realizzazione.



Figura 2.2 - Diagramma di Mollier (P-h) [49]

Sebbene una macchina frigorifera operante secondo il ciclo termodinamico di Carnot inverso presenterebbe il massimo COP e quindi la minima spesa di esercizio in relazione ad un assegnato carico frigorifero, esso non può essere realizzato nella realtà, questo perché:

- compressione isoentropica 2→ 3, dovendo trattare una miscela di liquido e vapore si richiederebbe l'utilizzo di un compressore capace di trattare entrambe le fasi contemporaneamente
- espansione isoentropica 4>1, complessa da realizzare data la necessità di avere una turbina che lavori in presenza di un elevato contenuto di fase liquida

2.2 Ciclo Frigorifero Ideale a Compressione di Vapore

Le difficoltà che si incontrano nella pratica del ciclo di Carnot inverso possono essere superate con la realizzazione del ciclo frigorifero ideale a compressione di vapore.



Figura 2.3 - Ciclo frigorifero a compressione di vapore

1→ 2: trasformazione isoentropica che ha luogo nel compressore con aumento di pressione e di temperatura. Il compito del compressore è quello di portare il fluido frigorigeno vaporizzato dalla pressione di evaporazione desiderata ad una pressione cui corrisponde una temperatura di saturazione compatibile con quella del fluido raffreddante utilizzato (solitamente aria o acqua) per ricondurre il refrigerante allo stato liquido. Il vapore inizialmente saturo secco (1) alla fine della trasformazione risulta surriscaldato (2); l'aumento di entalpia subito dal refrigerante passando dalle condizioni del punto 1 a quelle del punto 2 rappresenta il Lavoro di compressione, ed è espresso da:

$$L_{in} = h_2 - h_1$$

2→ 3: mediante il condensatore si attua il desurriscaldamento (sottrazione di calore a pressione costante a un vapore surriscaldato allo scopo di renderlo saturo secco) trasformazione isobara ma non isoterma. La condensazione del fluido, durante il passaggio di stato da vapore a liquido, avviene a temperatura rimane costante (T di Saturazione). La quantità di calore che tale organo deve smaltire è pari all'effetto frigorifero Q_L aumentata del lavoro di compressione *Lin* quindi:

$$Q_H = h_2 - h_3$$

3→ 4: trasformazione isoentalpica, l'organo di laminazione serve per portare il refrigerante condensato ad alta pressione e alta temperatura ad una T inferiore a quella dell'ambiente che si vuole raffreddare nel processo. Per via della laminazione dovuta al passaggio attraverso tale organo la pressione e la temperatura si abbassano a causa dell'evaporazione di una certa frazione di liquido a spese del calore sottratto alla parte restante. In questa trasformazione l'entalpia rimane costante ($h_3=h_4$) in quanto il calore perduto sotto forma sensibile si ritrova sotto forma latente nel vapore sviluppato. 4→ 1: trasformazione isoterma e quindi isobara, mediante l'evaporatore si attua l'evaporazione e l'eventuale surriscaldamento del fluido frigorigeno proveniente dalla valvola di espansione. Lo scambio di calore è possibile poiché la temperatura di evaporazione del fluido frigorigeno sarà inferiore a quella dell'ambiente da raffreddare.

$$Q_L = h_1 - h_4$$

Dal diagramma T-S sotto riportato possiamo vedere chiaramente le principali perdite rispetto al Ciclo di Carnot.



Figura 2.4 - Perdite nel ciclo a compressione di vapore

Il desurriscaldamento (C - C') avviene a pressione costante e non temperatura costante, questo comporta un aumento del lavoro di compressione; inoltre, vi è un aumento equivalente del calore da smaltire, proporzionale al calore di desurriscaldamento (area triangolo rosso).

Durante il processo di laminazione nessun lavoro è fatto dal sistema, quindi c'è un aumento del lavoro di compressione (area triangolo verde), ed essendo poi la laminazione irreversibile, si ha una diminuzione dell'effetto frigorifero a causa dell'aumento di entropia fino al punto A.

2.3 Ciclo Frigorifero Reale a Compressione di Vapore

Il ciclo reale differisce da quello ideale per:

- Presenza di irreversibilità durante la compressione, tale processo può considerarsi con buona approssimazione adiabatico e quindi non isoentropico
- Perdite di carico negli scambiatori di calore, tali perdite determinano la variazione della temperatura di condensazione ed evaporazione del fluido refrigerante
- Scambio termico per sottoraffreddamento del condensato (per avere una corretta alimentazione della valvola di laminazione) e per surriscaldamento del vapore all'uscita dell'evaporatore.

Facendo un'analisi exergetica del ciclo possiamo mettere in evidenza e valutare tali perdite, essa corrisponde alla massima quantità di energia convertibile in lavoro meccanico mediante macchina reversibile. Tale concetto è introdotto per definire la qualità dei fenomeni termodinamici senza introdurre il concetto di entropia. L'exergia quindi si conserva nei processi reversibili mentre diminuisce nei processi irreversibili, torna quindi utile un altro concetto fondamentale l'anergia.

Anergia = Energia - Exergia

Il coefficiente di effetto utile ora sarà espresso come:

$$COP_{MF} = \frac{Q_L}{L_{comp}} = \frac{Q_L}{(L_{compID} + \sum Perdite Exergetiche)}$$



Figura 2.6- rappresentazione perdite sul piano T-S

Le perdite exergetiche possiamo dividerle in due tipi:

- imputabili alla qualità dei componenti
- intrinseche al ciclo frigorifero.

Per ridurre le perdite di compressione impiegano componenti con alta efficienza.

Mentre per ridurre le perdite di scambio termico di condensazione ed evaporazione incrementano la trasmittanza termica degli scambiatori e accordano i profili di temperatura dei due fluidi, quello operativo e quello ausiliario.

Le perdite rimanenti sono quelle intrinseche al ciclo frigorifero, esse riguardano il processo di laminazione e di desurriscaldamento del fluido frigorigeno; questo tipo di perdita può essere alleggerita utilizzando un recuperatore di calore.



Figura 2.5 - Ciclo frigorifero reale

2.4 Sottoraffreddamento e Surriscaldamento

Sottoraffreddamento del condensato

Con questo artificio è possibile incrementare l'efficienza energetica del ciclo di un ammontare variabile e spesso significativo, che dipende dalle condizioni operative e dal tipo di fluido frigorigeno. Il vantaggio è legato alla riduzione delle irreversibilità a carico della laminazione.

In generale questo sottoraffreddamento si può ottenere mediante uno scambio termico con l'esterno del circuito, oppure con uno scambio termico rigenerativo interno al ciclo.



Figura 2.6 – Sottoraffreddamento

Surriscaldamento interno

Il surriscaldamento del refrigerante all'interno dell'evaporatore comporta sia l'incremento dell'effetto frigorifero specifico sia l'aumento del lavoro specifico di compressione e delle perdite di desurriscaldamento.

A seconda del refrigerante si avranno, quindi, incrementi o diminuzioni del coefficiente di effetto utile di ciclo e della cilindrata necessaria per soddisfare un dato carico frigorifero.

Surriscaldamento esterno

In questo caso si hanno solamente gli effetti negativi dell'aumento del lavoro specifico di compressione e delle perdite di desurriscaldamento.

Tali ingressi di calore vanno quindi ridotti al minimo dato che determinano una diminuzione del coefficiente di effetto utile di ciclo ed un aumento della cilindrata necessaria per soddisfare un dato carico frigorifero.



Figura 2.7 – Surriscaldamento

2.5 Metodi per incrementare l'efficienza di un ciclo frigorifero

Scambio rigenerativo o scambio liquido-aspirazione

Il sottoraffreddamento del condensato, ottenuto mediante uno scambio termico rigenerativo tra il condensato stesso ed il vapore in uscita dall'evaporatore, è una pratica corrente.



Figura 2.9.1 - Scambio rigenerativo [48]

La rigenerazione termica trova ulteriore giustificazione in vantaggi di ordine pratico:

- maggiore rendimento isoentropico di compressione che generalmente si riscontra per effetto del surriscaldamento del vapore in aspirazione
- il fatto di evitare il colpo di liquido al compressore
- la riduzione del flusso termico ceduto dall'ambiente al fluido frigorigeno nella linea tra evaporatore e compressore, in quanto la temperatura di tale linea si avvicina a quella ambiente

La rigenerazione termica risulta meno conveniente per temperature estreme di ciclo vicine essendo in tal caso le perdite per laminazione ridotte e, nel caso di temperature di evaporazione troppo basse, la rigenerazione termica può portare a temperature di fine compressione troppo elevate.

Economizzatore

Un ciclo con economizzatore permette la laminazione frazionata senza richiedere modifiche al sistema di compressione. Ciò è possibile in presenza di compressori a vite o centrifugo bistadio che consentono di accedere ad una presa di aspirazione ad una pressione intermedia tra quella di aspirazione e quella di mandata.



Figura 2.9.2 - Ciclo con Economizzatore [48]

Compressione parallela

In tale schema impiantistico si utilizza un compressore ausiliario per asportare alla pressione intermedia il vapore di flash che si genera nel primo stadio della laminazione.



Figura 8.9.3 - Ciclo con compressione parallela [48]

Compressione e laminazione frazionate

La riduzione delle perdite di laminazione e di desurriscaldamento è circa proporzionale all'inverso del numero degli stadi.

Nella scelta delle pressioni intermedie, si può indicare come criterio corrente di progetto quello che comporta lo stesso rapporto di pressione per tutti gli stadi (media geometrica delle pressioni estreme), in quanto questo criterio è il più efficace per minimizzare le perdite di exergia nella compressione, che in generale costituiscono la quota di maggior rilievo sulla perdita globale. Nell'ipotesi di ciclo bistadio risulta quindi [48]:

$P_{int} = v(P_{cond} \times P_{ev})$

Non sempre un elevato numero di stadi si traduce in una maggiore efficienza energetica del ciclo, in quanto il rendimento isoentropico della compressione tende a zero quando il rapporto di pressione ρ , tende all'unità e pertanto l'incremento delle perdite del processo di compressione può vanificare il vantaggio risultante dalla riduzione delle perdite intrinseche del ciclo.



Figura 2.9.4 - Compressione e Laminazione frazionate [48]

Cicli in cascata

Dal punto di vista termodinamico presentano lo svantaggio di una differenza finita di temperatura tra l'evaporatore ed il condensatore che scambiano tra di loro. Tale circuito è più oneroso dal punto di vista dei componenti e quindi trova la sua giustificazione solo nella possibilità di differenziare i fluidi operatori in funzione delle temperature caratteristiche dei cicli intermedi, così da utilizzare ogni fluido nel campo di temperatura più idoneo.



Figura 2.9.5 - Ciclo in cascata [48]

2.6 Principali componenti del ciclo frigorifero

2.6.1 Compressore

Il compressore è una macchina operatrice, la sua funzione è quella di portare il gas vaporizzato (fluido comprimibile) dalla pressione di evaporazione scelta in fase di progetto ad una pressione idonea cui corrisponde una temperatura di saturazione compatibile con quella del fluido raffreddante utilizzato per ricondurre il fluido refrigerante allo stato liquido (condensazione).

La prima classificazione e la più netta che si può fare è in base al funzionamento, il quale implica una geometria del componente molto differente.



Figura 2.9.6 - Tipologie di compressori [50]

I compressori volumetrici trasferiscono energia meccanica al fluido mediante pareti mobili, il gas è costretto in un volume che diminuisce progressivamente aumentando la pressione dello stesso. Le caratteristiche principali sono: bassa dipendenza della resa frigorifera dalla pressione di condensazione, portata direttamente proporzionale alla velocità di rotazione, rapporto di compressione indipendente dalla velocità di rotazione. Questo tipo di compressori si differenziano in alternativi (pistoni) e rotativi, inoltre si preferiscono quando si devono elaborare piccole portate e conferire al fluido grandi prevalenze.

Nei compressori dinamici lo scambio di energia è legato alla variazione del momento della quantità di moto imposta al fluido attraverso la macchina, praticamente abbiamo un processo dinamico dovuto alla forza centrifuga e alla conversione dell'energia cinetica in energia di pressione. Le

caratteristiche principali sono: elevata dipendenza della resa frigorifera dalla pressione di condensazione, portata direttamente proporzionale alla velocità di rotazione, rapporto di compressione dipendente dal quadrato della velocità di rotazione. Questi si differenziano in base al percorso del fluido al loro interno (centrifughi, moto radiale e assiali, moto longitudinale), si preferiscono quando si devono elaborare grandi portate e conferire al fluido piccole prevalenze.

2.6.2 Condensatore

Il condensatore trasferisce l'energia termica dal gas refrigerante al pozzo termico (fluido di raffreddamento), tale gas infatti entra in condizioni di vapore surriscaldato ed esce sottoforma di liquido saturo o leggermente sottoraffreddato. A seconda del tipo di condensazione scelta nel progetto si hanno differenti opzioni per la scelta di questo componente.



Figura 2.9.7 - Tipologie di condensatori [50]

Al condensatore avvengono tre processi:

• *Desurriscaldamento;* il gas surriscaldato passa dal compressore entro il condensatore dove viene a contatto con un fluido a temperatura inferiore, per effetto del raffreddamento il gas frigorigeno riduce la propria temperatura fino a raggiungere quella di saturazione; in questa fase non si ha cambiamento di stato, viene solo rimosso calore sensibile.

Maggiore è il gradiente di temperatura tra le temperature estreme, maggiore è l'energia smaltita per desurriscaldamento

 Condensazione; una volta raggiunta la temperatura di saturazione, essa si mantiene costante durante tutta la fase di cambiamento di stato del vapore in liquido, fino a raggiungere la condizione di liquido saturo. Anche questa fase è data dal fluido di raffreddamento, solamente che viene smaltito solo calore latente.

Il calore latente rilasciato durante la condensazione decresce aumentando la pressione, ovvero avvicinandoci al punto critico

 Sottorafreddamento; il gas frigorigeno allo stato di liquido saturo subisce un ulteriore raffreddamento che ha l'effetto di ridurne la temperatura, portandolo in condizione di liquido sottoraffreddato, al di fuori della campana nel lato sinistro. Non vi è dunque nessun cambiamento di stato ma solamente una riduzione di temperatura, viene perciò rimosso solo calore sensibile. L'energia di sottoraffreddamento è relativamente piccola (circa il 5%).

I condensatori vengono suddivisi in base al pozzo termico utilizzato, abbiamo infatti tre tipologie: raffreddati ad aria, ad acqua e i condensatori evaporativi.

I primi sono la scelta per i sistemi più piccoli, ma molto comuni anche in impianti di maggiori dimensioni in ragione della ridotta disponibilità di acqua di raffreddamento. Se disponibile, l'acqua risulta un fluido di raffreddamento molto più efficiente dal punto di vista dello scambio termico e permette maggiore libertà nella progettazione, infatti l'acqua a una conduttività termica di circa venti volte superiore rispetto a quella dell'aria. Invece nei condensatori evaporativi la sottrazione del calore avviene per evaporazione dell'acqua sulla superficie del condensatore e/o nell'aria di raffreddamento, questi vengono utilizzati quando si ha uno scarso approvvigionamento di acqua.

2.6.3 Evaporatore

Nell'evaporatore il fluido frigorigeno è fatto evaporare dall'energia termica sottratta alla sorgente, tale sorgente termica avrà una temperatura maggiore rispetto al refrigerante e può essere: gassosa, liquida o solida. Durante tale trasformazione, come già detto in precedenza, la temperatura del fluido refrigerante rimane costante se il processo è isobaro.

All'evaporatore abbiamo due processi di scambio: l'evaporazione e il surriscaldamento. Dal punto di vista energetico il surriscaldamento non porta a vantaggi e andrebbe evitato se si potesse, tuttavia l'esigenza di salvaguardare il compressore dall'arrivo di liquido in aspirazione impone proprio di tenerne conto; la regolazione dell'impianto deve tenere conto di queste due opposte esigenze: fare in modo che il vapore esca surriscaldato dall'evaporatore, ma anche che tale surriscaldamento risulti essere il minimo necessario per fare in modo che l'evaporatore non perda troppo in capacità frigorifera.



Figura 2.9.8 - Tipologie di evaporatori [50]

Va inoltre fatta distinzione tra il surriscaldato che avviene all'interno dell'evaporatore e quello che avviene nella linea di aspirazione. Il primo porta ad un beneficio in termini di produzione di freddo, dato che il vapore per surriscaldarsi sottrae calore alla cella frigorifera, anche se in quantità molto piccola rispetto al calore che il liquido potrebbe sottrarre se evaporasse nello stesso tratto di circuito. Il secondo invece ha un effetto negativo perché il calore che il vapore acquista durante questo tratto di circuito (aspirazione) non viene sottratto alla cella frigorifera ma all'ambiente esterno, quindi non ha nessun effetto benefico sulla produzione di freddo, anzi, è proprio considerata una perdita.

Gli evaporatori vengono classificati sia in base alla sostanza da raffreddare (solida, liquida, aeriforme) che in riferimento al modo in cui si sottrae questo calore a tale sostanza. La prima tipologia sono gli evaporatori ad espansione diretta, cioè quando il fluido frigorigeno sottrae calore direttamente alla sostanza da raffreddare, tali sistemi consentono: maggior semplicità, minore differenza di temperatura tra i fluidi di lavoro e quindi economia di esercizio. La seconda invece sono evaporatori a fluido secondario, in cui il frigorigeno raffredda un fluido intermedio, il quale raffredda a sua volta la sostanza da trattare, questi sistemi invece hanno a loro favore la maggior flessibilità di impiego.

2.6.4 Organo di Laminazione

L'organo di laminazione ha il compito di mantenere il differenziale di pressione tra il lato di alta e di bassa pressione e inoltre di regolare la portata di refrigerante dal condensatore all'evaporatore in modo che sia sempre commisurata alla potenza erogata e alla potenza assorbita all'evaporatore.

Il moto del fluido all'interno di tale componente dipende: dall'orifizio di passaggio, dal differenziale di pressione e dalla densità del liquido in ingresso.

Le principali valvole di laminazione utilizzate sono:

- Valvole termostatiche; utilizzate negli evaporatori ad espansione secca, regolano la portata di fluido frigorigeno in modo da mantenere costante il valore del surriscaldamento in uscita dall'evaporatore. Tale valvola adegua la portata al carico termico richiesto, infatti se il carico aumenta l'evaporatore tende a svuotarsi perché aumenta la pressione di evaporazione e quindi la portata aspirata dal compressore, a questo punto interviene la valvola che aumenta la portata di alimentazione in modo da pareggiare quella aspirata. Gli elementi principali sono: un corpo valvola e uno stelo che è connesso ad una molla, ad una membrana metallica, e ad un sensore costituito da un bulbo ed un tubo capillare. Perché la valvola si apra la forza sopra la membrana sommata a quella del liquido deve essere maggiore della somma di quella esercitata sotto e della forza di precarico della molla. Praticamente al di sopra della membrana la pressione corrisponde alla pressione di saturazione del fluido nel bulbo alla temperatura del bulbo, inoltre se il bulbo è in contatto con la linea di uscita dall'evaporatore la pressione corrisponderà allora a quella della temperatura del vapore surriscaldato; mentre al di sotto della membrana la pressione è uguale a quella del refrigerante nell'evaporatore
- Valvole di espansione elettroniche; sono valvole a spillo attuate da motori passo-passo dotate di sonde di misura di pressione e temperatura, i cui segnali sono utilizzati dal controllore per comandare il grado di apertura della valvola stessa. In questo modo si opera sempre al punto di massima efficienza dell'evaporatore e permettono l'abbassamento della temperatura di condensazione minima dei sistemi frigoriferi
- Valvole di espansione manuali; valvole a spillo attuate manualmente, la portata di liquido attraverso l'orifizio dipende dalla differenza di pressione attraverso la valvola e dal grado di apertura
- Valvole di espansione automatiche o a pressione costante: mantengono la pressione a valle della valvola costante (P di evaporazione), tramite la regolazione della tensione di precarica della molla che è al suo interno
- Tubi capillari; sono molto comuni nelle apparecchiature domestiche, consistono in stretti e
 piccoli tubi con diametro costante che sfruttando l'Effetto Venturi vanno ad accelerare il
 flusso del fluido frigorigeno provocando un calo della pressione e rispettivamente della
 temperatura.

3. Fluidi Refrigeranti

Molto importante nelle macchine frigorifere è la scelta del fluido refrigerante che tramite i suoi cambiamenti di stato determina l'origine della produzione di energia frigorifera, infatti tale gas ha proprio il compito di assorbire calore all'interno della cella frigorifera e cederlo all'ambiente esterno.

Inizialmente nel XIX secolo i fluidi utilizzati, prima generazione, erano tutti naturali: acqua, ammoniaca, anidride solforosa, anidride carbonica, eteri; poi grazie all'introduzione del protossido d'azoto furono utilizzati negli impianti l'etano ed il propano che proprio per le loro migliori caratteristiche termodinamiche sostituirono i precedenti.

La loro pericolosità (infiammabilità e/o tossicità), ne limitò pertanto l'uso, soprattutto in luoghi pubblici affollati e con impianti di elevata capacità, spingendo i produttori a proporre sul mercato nuovi refrigeranti che garantissero maggiore sicurezza d'uso, i fluidi sintetici alogenati (fluoro, cloro, bromo e iodio), chiamati commercialmente freon.

Ogni gas è identificato da una lettera (comunemente utilizzata la R maiuscola che sta per refrigerante) e un numero a 3 cifre, infatti proprio per questo motivo si può parlare di serie, ognuna con le proprie caratteristiche.

- Serie R000: composti derivati dal metano, il metano rientra come R50;
- Serie **R100**: composti derivati dall'etano, l'etano figura come R170;
- Serie R200: composti derivati dal propano che ha sigla R290;
- Serie R300: composti derivati dal butano;
- Serie **R400**: miscele zeotropiche, ovvero miscele in cui il cambiamento di fase avviene con variazione di temperatura (Glide) come ad esempio l'R407C;
- Serie **R500**: miscele azeotropiche, dove i cambiamenti di fase avvengono a temperatura costante, si comportano cioè come i refrigeranti puri, un esempio è l'R507;
- Serie **R600**: composti organici, idrocarburi presenti come gas naturale o come prodotto dell'industria del petrolio, butano ed isobutano R600;
- Serie **R700**: composti inorganici, fluidi naturali, ammoniaca R717, anidride carbonica R744.

Ciò che regola l'utilizzo e commercializzazione dei fluidi refrigeranti è il **Regolamento 517/2014** sui gas fluorurati a effetto serra *F-Gas* del parlamento europeo e del consiglio. Tale direttiva è stata scritta dopo la quarta relazione di valutazione del gruppo di esperti intergovernativo sui cambiamenti climatici (Intergovernmental Panel on Climate Change – IPCC) che ha affermato, sulla base degli attuali dati scientifici, che i paesi sviluppati riducano le emissioni di gas a effetto serra dell'80-95 % rispetto ai livelli del 1990 entro il 2050 per limitare i cambiamenti climatici a un aumento di temperatura di 2°C e prevenire in tal modo effetti indesiderati sul clima. Per raggiungere questo obiettivo sono state proposte due strategie:

- gestione del fine vita, informazioni per gli utilizzatori (come ad esempio le etichette), controllo dei sottoprodotti e prevenzione delle perdite d'impianto;
- Evitare l'uso degli F-Gas, divieto di utilizzo e phase-out degli HFC.

Il phase out sarà il principale impulso al cambiamento verso nuove tecnologie e all'uso di gas naturali.

Oggi il GWP medio è 2000, ma nel 2030 dovrà essere minore di 400; già da oggi si dovrebbe rinunciare a produrre macchine per refrigeranti con GWP maggiore di 2500 come l'R404a e l'R507a.

La scelta del refrigerante deve basarsi sull'analisi delle proprietà che qualificano il fluido come adatto all'impiego negli impianti frigoriferi a compressione di vapore.

Le proprietà in questione si riferiscono a molteplici esigenze, che, sinteticamente afferiscono ai seguenti aspetti:

- efficienza energetica
 - coefficiente di effetto utile del ciclo semplice idealizzato;
 - perdite di carico nel moto del fluido;
 - attitudine allo scambio termico;
- costi d'impianto
 - scelta dei componenti principali
- affidabilità di funzionamento
 - ingressi d'aria;
 - comportamento con l'acqua;
 - comportamento con l'olio;
 - fughe di fluido frigorigeno
- sicurezza per le persone e per l'ambiente
 - Ozone Depletion Potential (ODP);
 - Global Warming Potential (GWP);
 - Total Equivalent Warming Impact (TEWI);
 - gruppo di sicurezza (ASHRAE)

3.1 Indici di sicurezza per le persone e l'ambiente

3.1.1 Ozone Depletion Potential (ODP)

L'ozono (O3) filtra e quindi assorbe i raggi ultravioletti UV emessi dalle radiazioni solari, che altrimenti causerebbero alterazioni alle cellule. Il gas che raggiunge la zona alta della stratosfera, dove il cloro è libero di reagire con l'ozono, diminuisce la quantità di tale gas (fenomeno del buco dell'ozono) e di conseguenza la sua capacità di assorbimento; inoltre, proprio per la loro stabilità chimica, questi gas contenenti il cloro, si accumulano negli anni in atmosfera contribuendo ad accentuare il problema dell'effetto serra.

La vita media è un parametro molto importante, perché più tempo una molecola di fluido refrigerante resta in atmosfera, più è probabile che venga a contatto con l'O3.

Tale indice, potenziale di eliminazione dell'ozono, è associato ad una sostanza ed è definito come il rapporto fra la perdita di ozono per la sostanza considerata e la perdita di ozono prodotta da una uguale massa di triclorofluorometano (R-11) che è assunto come standard e viene dato il valore di ODP=1.

Tra i principali gas con ODP=0 troviamo: R134A, R404A, R410A.

Il protocollo di Montreal del 1987 ha tracciato la strada verso la ricerca di nuovi fluidi sempre di minor impatto per l'ozono.



Figura 3.1 - evoluzione dei fluidi refrigeranti [47]

3.1.2 Global Warming Potential (GWP)

L'effetto serra è il progressivo aumento della temperatura sulla terra dovuto all'assorbimento del calore emesso dalla superficie terrestre da parte di alcuni gas, definiti anche Gas Serra, tra i principali abbiamo l'anidride carbonica e il metano (CH4).

Questo indice, potenziale di riscaldamento globale, esprime il contributo all'effetto serra calcolato sulla base di un'uguale massa rilasciata nell'atmosfera rispetto alla CO2, che è assunta come standard e ha GWP=1, in un periodo temporale di 100 anni.

Il GWP è proporzionale al tempo medio di vita in atmosfera del composto rilasciato.

Ogni valore di GWP è calcolato per uno specifico intervallo di tempo, in genere 20, 100 o 500 anni.

High GWP >2500			Low	GWP <25	600	Very Low GWP < 150				
Gas	GWP	Тіро	Gas	GWP	Тіро	Gas	GWP	Тіро		
R507	3985	HFC	R22	1810	HCFC	R1234ze	7	HFO		
R404A	3922	HFC	R407A	2107	HFC	R1234yf	4	HFO		
			R407F	1825	HFC	R290	3	HC		
			R407C	1774	HFC	R600a	3	HC		
			R452A	2140	HFC	R744	1	CO2		
			R134a	1430	HFC	R717	0	NH3		
			R448A	1387	HFC					
			R449A	1397	HFC					
			R450A	605	HFC					
			R513A	631	HFC					

Figura 3.2 - Alcuni valori di GWP

3.1.3 Total Equivalent Warming Impact (TEWI)

Il TEWI è una misura dell'impatto del riscaldamento globale da parte delle apparecchiature, basato sulle emissioni totali correlate dei gas serra durante il funzionamento delle macchine e lo smaltimento dei fluidi operativi al termine del ciclo vita.

Tiene conto sia delle emissioni dirette, fughe di gas, sia delle emissioni indirette prodotte attraverso l'energia consumata durante il periodo di funzionamento dell'apparecchiatura.

Il TEWI è misurato in unità di massa in kg equivalenti di anidride carbonica (CO2-eq).

Viene calcolato come la somma di due contributi:

- Impatto del refrigerante rilasciato durante la vita utile della macchina e durante lo smaltimento finale del gas frigorigeno
- Impatto delle emissioni di CO2 prodotte dai combustibili fossili o altre fonti di energia, a secondo della nazione dove l'unità viene installata, utilizzate per generare l'energia elettrica necessaria per far funzionare l'apparecchiatura per tutta la sua vita utile

$TEWI = GWP \times (ALR + EOL) + GWP \times E$ nergia consumata

La stima di queste due quantità è stata fatta dall'International Institute of Refrigeration.

Le perdite annuali (Annual Leakage Rates, ALR) sono la somma della perdita progressiva di un sistema nel corso di un anno, considerando nelle medie anche perdite catastrofiche distribuite durante la vita dell'unità; mentre le perdite di fine vita (End Of Life Leakage, EOL) comprendono la quantità di refrigerante che viene persa quando l'unità viene smaltita, ossia ciò che non viene recuperato o rigenerato.

I dati sulle perdite sono tratti da: AR4, AR5, rapporto del comitato per le opzioni tecniche dell'UNEP e da altre ricerche.

3.1.4 Gruppo di sicurezza ASHRAE

Per quanto riguarda le caratteristiche di sicurezza in senso antinfortunistico, la classificazione più corrente è quella dell'ASHRAE, che impiega una sigla composta da una lettera e da un numero.

La lettera indica la tossicità:

- A per i composti a bassa tossicità: refrigeranti per i quali non è rilevata tossicità a concentrazioni ≤ 400 ppm;
- **B** per quelli ad elevata tossicità: refrigeranti per i quali risulta evidenza di tossicità a concentrazioni ≤ 400 ppm.

Il numero indica l'infiammabilità:

- 1 composti ininfiammabili: non propagano la fiamma in miscela con aria a 18°C e 101 kPa;
- **2L** composti infiammabili: imite inferiore di infiammabilità >0.1 kg/m³ a 18°C e 101 kPa e velocità di combustione inferiore a 10 cm/s;
- **2** composti infiammabili: limite inferiore di infiammabilità >0.1 kg/m³ a 18°C e 101 kPa;
- 3 composti altamente infiammabili: limite inferiore di infiammabilità ≤0.1 kg/m³a 18°C e 101 kPa.

Fluido	Gruppo sicurezza	ODP	GWP	Massa	т	р*	р*	p.e.n.	СОР	F	λ	ρ	Q	т
				[kg/kmol]	[°C]	[bar]	[bar]	[°C]		[(kg m ⁶)/J ³]	[W/(m K)	[kg/m ³]	[kJ/m ³]	[°C]
R1234yf	A2L	0	4	114.04	94.7	7.84	0.99	-29.5	2,81	26,8 10-18	0,0819	5,85	602	30,0
R1234ze(E)	A2L	0	6	114.04	109.37	5.78	0.61	-19,0	2,97	42,7 10-18	0,0945	3,55	437	31,4
R134a	A1	0	1430	102,03	101,1	7,70	0,84	-26,1	3,02	19,1 10 ⁻¹⁸	0,109	4,43	614	41,1
R22	A1	0,055	1810	86,47	96,2	11,9	1,64	-40,8	3,08	49,6 10 ⁻¹⁹	0,111	7,41	1143	63,1
R404A								-46,2						
R125/143a/134a	A1/A1	0	3922	97,60	72,1	14,5	2,08		2,69	73,7 10 ⁻¹⁹	0.0852	10,9	1138	38,4
(44/52/4)														
R407C								40.2						
R32/125/134a	A1/A1	0	1774	86,20	86,7	12,7	1,54	-40,2	2,98	55,9 10 ⁻¹⁹	0,123	6,86	1071	54,2
(23/25/52)														
R407F								-44 0						
R32/125/134a	A1/A1	0	1825	82,06	82,66	14,14	1,78	(6.4)	2,94	43,5 10 ⁻¹⁹	0,116	7,60	1204.4	57,4
(30/30/40)								(-1-7						
R410A								51.4						
R32/125	A1/A1	0	2088	72,58	72,5	18,9	2,73	(<0.1)	2,95	19,8 10 ⁻¹⁹	0,134	10,6	1747	60,7
(50/50)								(-1-7						
R502														
R22/115	A1	0.334	4657	111,63	82,2	13,22	1,98	-45,4	2,80	83,2 10-19	0,0837	11,8	1123	41,7
(48,8/51,2)														
R507A														
R125/143a	A1	0	3985	98,86	70,8	14,82	2,17	-47,1	2,67	73,7 10-19	0,0943	11,5	1159	37,7
(50/50)														
R290	A3	0	3.3	44,10	96,8	10,8	1,68	-42,1	2,99	37,9 10 ⁻¹⁹	0,124	3,87	1007	40,2
R600a	A3	0	3	58,12	135,0	4,04	0,46	-11,8	3,04	37,3 10-18	0,118	1,36	332	30,0
R717	B2L	0	<1	17,03	133,0	11,7	1,19	-33,3	3,14	7,34 10-19	0,577	1,04	1123	136,1
R744	A1	0	1	44,01	31,06	72,05	14,26	-87,9	1,77	3,165 10-19	0,136	37,1	4894	87,8

Figura 3.3 - Indici ASHRAE di alcuni refrigeranti

3.2 Fluidi Sintetici

I Fluidi clorurati, di seconda generazione, sono sviluppati per avere maggiore sicurezza e durabilità, sono composti particolarmente, in grande quantità da due elementi chimici: cloro e fluoro. Questi fluidi hanno le seguenti caratteristiche: chimicamente stabili, buone proprietà termodinamiche, non tossici, non infiammabili e costi contenuti. Essi sono:

- CloroFluoroCarburi (CFC); sono i primi entrati in commercio e stati banditi negli anni '90 a causa del loro effetto ozono-lesivo (ODP), questo a causa della combinazione tra fluoro e cloro, la cui composizione è talmente stabile che può rimanere invariata anche per decine di anni una volta immessi nell'atmosfera. Alcuni esempi di questi gas sono: R12, R13, R503
- IdroCloroFluoroCarburi (HCFC); i quali sono nati per sostituire i precedenti, avendo un ODP ridotto, questo perché sono meno stabili per effetto della presenza residua di atomi di idrogeno nella molecola, questo li rende più facilmente attaccabili da parte degli agenti atmosferici e quindi con meno probabilità di raggiungere gli strati più alti avendo una vita media 10 volte inferiore ai CFC. Sono anch'essi già stati dismessi e sostituiti. Alcuni esempi sono: R22, R408A, R409A
- IdroFluoroCarburi (HFC); gas sintetici senza cloro, invece sono i fluidi di terza generazione studiati e inseriti dopo il Protocollo di Montreal del 1987 per sostituire gli HCFC. Con questi gas si è raggiunto finalmente l'obiettivo di ODP nullo, così da non danneggiare più l'ozono, eliminando definitivamente dalla composizione chimica il cloro.

Particolare attenzione in questi fluidi va comunque fatta sulla quantità di idrogeno presente all'interno del composto che ne determina il grado di infiammabilità e quindi pericolosità. Ciò che rende inerti gli F-gas è il grado di fluorurazione, dato proprio dal fatto che l'idrogeno viene sostituito con il fluoro, creando però un ulteriore problema, l'allungamento della vita in atmosfera del refrigerante e quindi il fenomeno del riscaldamento globale.

Il GWP di questa categoria di fluidi è ancora troppo elevato.



Figura 3.4 - Triangolo Cloro-Fluoro-Idrogeno

- Zona Rossa; infiammabile, a causa dell'idrogeno
- Zona Verde; inerte GWP medio alto
- Zona Azzurra; altissimo GWP, lunga vita in atmosfera a causa del fluoro
- Zona Marrone; cresce l'ODP a causa del cloro
- Zona Gialla: abbiamo un certo grado di tossicità

3.3 Miscele di Refrigeranti

Le miscele di refrigerante sono miscele di due (binarie) o più fluidi refrigeranti puri.

Le miscele di refrigerante possono essere suddivise in:

- Miscele di refrigerante azeotropiche
- Miscele di refrigerante quasi azeotropiche
- Miscele di refrigerante non azeotropiche, note anche come miscele zeotropiche

Le miscele quasi azeotropiche sono miscele con piccole variazioni di temperatura durante il cambiamento di stato e una piccola differenza nella composizione in fase liquida e di vapore, se in stato di equilibrio. I refrigeranti R404A e R410A, ampiamente utilizzati, appartengono a questa classe

3.3.1 Miscele Azeotropiche

Le miscele azeotropiche (refrigerante) sono generalmente binarie e si comportano come un fluido puro, cioè condensano a pressione costante ed evaporano a temperatura costante, e la composizione della miscela allo stato di vapore e liquido è praticamente uguale.

L'evaporazione e la condensazione hanno luogo a una pressione costante durante il cambiamento di stato.

Una singola temperatura definisce la pressione di evaporazione o la pressione di condensazione.



Figura 3.5 - Diagramma di una miscela azeotropica

3.3.2 Miscele non Azeotropiche

Le miscele non azeotropiche (refrigerante), note anche come miscele zeotropiche, presentano una variazione di temperatura significativa durante un cambiamento di stato a pressione costante, quali la condensazione e l'evaporazione.

Inoltre, se in equilibrio, la composizione allo stato di vapore e allo stato liquido sarà diversa.

Il termine **glide** (scorrimento) è ampiamente utilizzato per descrivere la variazione di temperatura durante il processo di evaporazione e condensazione.

La pressione di condensazione e la pressione di evaporazione sono considerate costanti per tutta la durata del cambiamento di stato. Le linee della temperatura costante sono in pendenza. La temperatura di avvio della condensazione è detta punto di rugiada.

Con il progredire della condensazione, la temperatura scende al punto di bolla.

Durante il processo di evaporazione, la temperatura cambia dalla temperatura di ingresso nell'evaporatore e alla temperatura di rugiada.



Figura 3.6 - Diagramma di una miscela zeotropica

3.4 Fluidi Naturali

L'accordo storico di Parigi per ridurre la temperatura globale di 2 gradi, tornando cioè sotto i livelli della prima rivoluzione industriale, tagliando considerevolmente le emissioni di CO2 in atmosfera e il regolamento 517/2014 sugli F-Gas che valuta le emissioni dirette e vieta l'utilizzo di gas con elevato GWP, hanno spinto il ritorno dei refrigeranti naturali, considerati quindi fluidi di quarta generazione.

AMMONIACA – R717

Presenta proprietà termofisiche eccellenti, tra le quali: temperatura critica e COP elevati ed elevata conducibilità termica.

Ha ODP nullo e GWP inferiore di 1, considerando anche la sua alta reperibilità e il suo bassissimo costo si potrebbe pensare come il refrigerante perfetto sostituto dei gas sintetici, ma la sua principale criticità è la sicurezza.

L'ammoniaca è classificata B2, ciò significa che possiede alta tossicità e moderata infiammabilità, oltre ad avere un odore pungente, essere irritante e incompatibile con il rame e le sue leghe. Proprio per le sue caratteristiche è utilizzata principalmente in impianti di refrigerazione industriale, nei quali non ci sono problemi di presenza di pubblico e negli impianti di condizionamento dell'aria di medie capacità, che inducono al minimo la carica di refrigerante. Spesso e volentieri si evita anche la tecnologia ad espansione diretta, preferendo impianti a fluido secondario con acqua glicolata.

IDROCARBURI - HC

Tra i più utilizzati l'**R290** (propano) e **R600** (butano). Sono gas naturali per eccellenza e sono considerati "amici dell'ambiente" perché anch'essi non provocano effetto serra (almeno non direttamente), quindi ODP nullo e GWP molto basso.

Anche qui l'aspetto critico riguarda la sicurezza, a causa della loro infiammabilità molto alta. Ampiamente usati in sistemi frigoriferi di piccola capacità perché la bassa carica di refrigerante in essi contenuta non presenta rischi, il 90% dei frigoriferi domestici venduti in Europa funziona con idrocarburi.

Altre applicazioni appartengono alla refrigerazione commerciale, ai condizionatori d'aria e alle pompe di calore.

3.5 Anidride Carbonica – R744

L'anidride carbonica, fluido naturale per antonomasia, è un fluido frigorigeno denominato come **R744** che dopo essere stato a lungo dimenticato è sempre più utilizzato nella refrigerazione industriale e commerciale proprio per l'elevata compatibilità ambientale (preso come termine di riferimento per il GWP di tutti gli altri gas) e la sicurezza per le persone, infatti proprio per le sue caratteristiche di ininfiammabilità e non tossicità ha gruppo di sicurezza ASHRAE A1.

Viene infatti considerato il refrigerante sul quale puntare in futuro, anche se in realtà molti paesi, tra cui Cina e Giappone, già stanno basando il loro mercato su questa tecnologia.

La motivazione di questa scelta deriva dalle proprietà ambientali e di sicurezza.

L'anidride carbonica è stabile, abbondantissima in natura, poco costosa, è un prodotto inerte e compatibile con molti dei comuni materiali dei circuiti frigoriferi, il suo impiego è possibile con i tradizionali oli lubrificanti e soprattutto non è soggetta a brevetti e limitazioni d'uso in tutto il mondo.

Vediamo di seguito le caratteristiche termodinamiche principali di alcuni fluidi refrigeranti in un
ciclo teorico -30/+30°C.

FLUIDO	R22	R404A	R134A	R290	R717	R744
Massa molecolare [kg/kmol]	86.47	97.60	102.00	44.10	17.03	44.01
Temperatura critica [°C]	96.10	72.00	101.10	96.70	132.30	31.10
Pressione critica[bar]	49.90	37.30	40.60	10.79	11.67	72.05
Pcond (+30°C) [bar]	11.92	14.14	7.70	10.79	11.67	72.14
Pevap (-30°C) [bar]	1.64	2.02	0.84	1.68	1.19	14.28
COPiso	3.09	2.71	3.02	2.99	3.14	1.77
Calore vaporizzazione volumetrico (hv-hlig)*pv-30 [kJ/m3]	1674	2008	972	1595	1411	11259
Effetto frigorifero volumetrico (<u>hv-hev</u> in)*ρν-30 [kJ/m3]	1152	1118	613	1011	1122	4907
Conduttività termica <u>λlig</u> -30 [W/(mK)]	0.11	0.09	0.11	0.12	0.65	0.15
Densità vapore ρν-30 [kJ/kg]	7.38	10.55	4.43	3.87	1.04	37.10
Rapporto pressione -30/30°C	7.27	6.99	9.13	6.43	9.77	5.05
ODP	0.055	0	0	0	0	0
GWP	1810	3922	1430	3	1	0

Figura 3.7 - confronto caratteristiche refrigeranti

L'elevata pressione operativa dà luogo a cadute di temperatura inferiori a parità di perdite di carico, inoltre le pressioni di lavoro più elevate che richiedono componenti adeguati.

Mentre il basso rapporto di pressione implica un rendimento migliore di compressione rispetto agli altri fluidi.

Gli elevati valori di calore vaporizzazione ed effetto frigorifero volumetrico consentono sezioni minori di passaggio rispetto a quelle necessarie per gli altri fluidi.

Il valore di conduttività termica del liquido e densità di vapore comportano alti coefficienti di scambio termico che si traducono in scambiatori di calore più efficienti e possibile riduzione del differenziale di temperatura necessario allo scambio termico.

Il valore di temperatura critica, essendo relativamente basso, richiede circuiti dedicati per temperature di condensazione superiori a 31°C. In tali condizioni, si opera in regime *Transcritico*, ed il fenomeno della condensazione non avviene normalmente.

La fase di reiezione di calore si ha per merito di un raffreddamento del gas all'interno di un componente che sostituisce il normale condensatore, esso è denominato *Gas Cooler*.

Nei cicli trans-critici abbiamo alti valori delle perdite exergetiche, in particolare quelle legate al processo di laminazione e desurriscaldamento, il che comporta ridotti coefficienti di effetto utile COP rispetto ad altri sistemi, questo perché si ha una differenza di pressione tra alta e bassa molto elevata e quindi le perdite date dalle irreversibilità sono più accentuate.



Figura 3.8 - Curva di saturazione R744 nel diagramma p-h
4. Introduzione alla teoria delle soluzioni analitiche per il trasferimento non stazionario del calore nel trattamento degli alimenti

La valutazione ed il calcolo dei processi di scambio termico è una disciplina che risale al lavoro di Isaac Newton, con la sua legge del raffreddamento. Questa legge afferma che la velocità di raffreddamento di un oggetto è inversamente proporzionale alla sua massa ed alla sua capacità termica, e che la "forza motrice" di questo processo è la differenza di temperatura tra la superficie esposta ed il mezzo di raffreddamento:

$$mc_p(T_t - T_0) = UA(T_s - T_t)t$$

Integrando nel tempo la precedente relazione si ottiene quella che si chiama equazione della capacità termica concentrata:

$$\frac{(T_s - T_t)}{(T_s - T_0)} = e^{-(\frac{UA}{mc_p})t}$$
(4.1)

L'equazione della capacità termica concentrata valuta l'andamento della temperatura all'interno di un corpo in cui la resistenza interna allo scambio di calore può essere trascurata (Bi<0,1), ottenendo una distribuzione uniforme del campo di temperature. Situazioni in cui la resistenza interna al trasferimento di calore non può essere trascurata, sono caratterizzati da un numero di Biot così definito:

$$Bi = \frac{hR}{k} \tag{4.2}$$

Dove h è il coefficiente di scambio termico convettivo [W/m²K], R è la dimensione caratteristica [m] (metà spessore per una lastra infinita ed il raggio per un cilindro infinito o una sfera), k è la conducibilità termica [W/mK]. Il numero di Biot descrive il rapporto tra la resistenza esterna e interna di un corpo allo scambio termico.

L'equazione generale che descrive la temperatura all'interno di un solido soggetto a scambio termico convettivo è derivata dalla legge di Fourier e dalla conservazione dell'energia [9]. La legge di Fourier afferma che la portata di energia attraverso una superficie è proporzionale al gradiente di temperatura negativo attraverso la superficie:

$$q = -k\Delta T$$

Basata sulla legge di Fourier e sulla conservazione dell'energia, l'equazione del calore diventa:

$$\frac{\delta T}{\delta t} = \alpha \left(\frac{\delta^2 T}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta z^2} \right)$$

Dove α rappresenta la diffusività termica [m²/s], la quale determina la velocità con cui il calore viene trasportato attraverso un corpo solido. Essa è calcolata partendo dalle proprietà termo-fisiche del solido:

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p}$$

Dove k è la conducibilità termica [W/mK], ρ è la densità [kg/m³] e c_p è il calore specifico [J/kgK].

Nei processi di trasferimento puro di calore, l'equazione di Fourier può essere risolta da un'espansione in serie proposta inizialmente da Fourier [9] e successivamente ampiamente descritta da Carsalaw and Jaeger [4]:

$$\Omega = \left(\frac{\mathsf{T}_{\mathsf{s}} - \mathsf{T}}{\mathsf{T}_{\mathsf{s}} - \mathsf{T}_{\mathsf{o}}}\right) = \sum_{i}^{\infty} a_{i} e^{-b_{i} \cdot \mathsf{F}_{\mathsf{o}}}$$
(4.3)

Dove Ω è la differenza di temperatura adimensionalizzata, determinata dalla temperatura circostante T_s, la temperatura iniziale e corrente del corpo, rispettivamente T₀ e T, all'istante di tempo t[s]. Fo è il numero di Fourier, utilizzato per adimensionalizzare il tempo:

$$Fo = \frac{\alpha}{R^2}t\tag{4.4}$$

Nei casi di trasferimento di calore in condizioni non stazionarie, l'espansione in serie è convenientemente espressa dalla sua approssimazione al primo termine, quando Fo è al di sopra di un certo limite. Questo limite è tradizionalmente fissato a Fo>0,2, basato sul lavoro di Heissler [15]. L'approssimazione al primo termine della serie, quindi, è così costituita:

$$\Omega = \left(\frac{\mathbf{T}_{s} - \mathbf{T}}{\mathbf{T}_{s} - \mathbf{T}_{o}}\right) = a_{1} \cdot e^{-b_{1} \cdot Fo}$$

$$\tag{4.5}$$

Dove a₁ e b₁ sono rispettivamente il fattore di ritardo e l'esponente di Fourier.

Gli input dell'equazione 4.3 sono: il numero di Fourier (Fo), i fattori di ritardo (a_i) e gli esponenti di Fourier (b_i). Per l'approssimazione al primo termine della serie di Fourier (4.5), solo il primo fattore di ritardo (a₁) ed il primo esponente di Fourier (b₁) sono richiesti.

L'esponente di Fourier b_1 è correlato all'autovalore λ_i della root function relativa alla geometria elementare presa in considerazione (lastra infinita, cilindro infinito, sfera):

$$b_i = \lambda_i^2 \tag{4.6}$$

Gli autovalori sono calcolati per iterazioni dalle root functions (tabella 4.1) basate sul numero di Biot. Le equazioni per i fattori di ritardo a_1 (tabella 4.1) sono determinate in funzione della temperatura al cuore del corpo, della temperatura media del corpo e della temperatura posizionale (x/R) all'interno del corpo (0<x/R<1; 0=cuore, 1=superficie). Le relazioni presentate nella tabella 4.1 sono riferite alle tre geometrie elementari (lastra infinita, cilindro infinito, sfera).

Geometry	Root function λ_i	ac	$a_{x/R}$	am
Inf. Plate	$Bi = \lambda_l tan \lambda_l$	$\frac{2sin\lambda_i}{\lambda_i + sin\lambda_i cos\lambda_i}$	$a_c \cdot \cos\left(\lambda_l \frac{x}{L}\right)$	$a_c \cdot \frac{\sin(\lambda_i)}{\lambda_i}$
Inf. Cylinder	$Bi = \frac{\lambda_i J_1(\lambda_i)}{J_0(\lambda_i)}$	$\frac{2J_1(\lambda_1)}{\lambda_i(J_0^2(\lambda_i)+J_1^2(\lambda_i))}$	$a_c \cdot J_0\left(\lambda_i \frac{x}{R}\right)$	$a_c \cdot 2 \frac{J_1 \lambda_i}{\lambda_i}$
Sphere	$Bi = 1 - \lambda_i cot \lambda_i$	$\frac{2(sin\lambda_i - \lambda_i cos\lambda_i)}{\lambda_i - sin\lambda_i cos\lambda_i}$	$a_c \cdot \frac{\sin\left[\lambda_t\left(\frac{x}{R}\right)\right]}{\lambda_t\left(\frac{x}{R}\right)}$	$a_c \cdot 3 \frac{\sin(\lambda_i) - \lambda_i \cos(\lambda_i)}{\lambda_i^3}$

 J_0 and J_1 is the Bessel function of the 1" kind with 0th and 1" order respectively. x/R is the relative distance from the centre

Tabella 4.1 Relazioni matematiche delle root functions per le rispettive geometrie ideali, fattori di ritardo per le temperature al cuore (ac), fattori di ritardo di posizione (a_{x/R}) e fattore di ritardo per le temperature medie (am). [21]

Gli andamenti delle serie di Fourier complete (4.3), nella forma adimensionale, per le tre geometrie elementari, sono rappresentati in figura 4.1:



Figura 4.1 – Andamenti delle serie di Fourier complete (4.3), nella forma adimensionale. [4]

È evidente come la sfera scambi calore con l'ambiente circostante più velocemente di quanto non facciano la lastra infinita ed il cilindro infinito, a parità di numero di Biot. Questo perché la sfera ha la più ampia superficie, rispetto alle altre geometrie elementari, in rapporto al volume.

Le serie di Fourier possono considerarsi soluzioni analitiche esatte per i fenomeni non stazionari di scambio convettivo di calore solamente sotto le seguenti assunzioni:

- 1. Non si verificano cambiamenti di fase o trasferimenti di massa;
- 2. Non ci sia generazione di calore;
- 3. Condizioni iniziali uniformi, sia per la temperatura che per le proprietà termo-fisiche;
- 4. Proprietà termo-fisiche degli alimenti costanti durante i processi;
- 5. Le geometrie degli alimenti vengono ricondotti alle geometrie elementari o alla composizione di esse;
- 6. Nessuna variazione della geometria durante i processi.

Per calcoli di andamenti di temperature di alimenti in cui non è richiesta una precisione assoluta, non è pratico né necessario utilizzare le serie complete di Fourier. Per tempi di processo sufficientemente ampi (Fo>0,2) (Heissler 1947 [15], Mills 1995 [23], Singh and Heldman 2013[36]), applicare le serie approssimante al primo termine, induce solo piccoli errori nei calcoli. L'uso dell'approssimazione al primo termine non solo è utile in termini di semplicità di calcolo ma ha anche il vantaggio di poter essere utilizzata nella sua forma inversa, al fine di calcolare il tempo necessario a raggiungere una temperatura specifica.

4.1 Proprietà termo-fisiche e coefficienti di scambio termico

Le proprietà termo-fisiche degli alimenti devono essere note per poter eseguire i calcoli per descrivere i processi di scambio termico con l'ambiente, refrigerato in questo caso, circostante. Questi calcoli possono essere utilizzati per la progettazione di apparecchiature volte alla conservazione e refrigerazione degli alimenti o per la stima di tempi e temperature nei processi scambio termico quali: abbattimento, congelamento, surgelamento, riscaldamento, scongelamento o essicazione di cibi e bevande.

Dato però che le proprietà termo-fisiche degli alimenti dipendono fortemente dalla loro composizione chimica e dalla temperatura, e dato che esiste una vastissima varietà di alimenti, è pressoché impossibile determinare e tabellare sperimentalmente le loro proprietà termo-fisiche, per tutte le possibili composizioni e temperature. A tal proposito, i dati delle composizioni di cibi e bevande sono resi disponibili da fonti come Holland et al. (1991) [16] and USDA (1975) [38]. Questi dati consistono nelle frazioni in massa dei principali costituenti degli alimenti, ossia: proteine, carboidrati, grassi, ceneri, fibre ed acqua. A questo punto, partendo da questi dati, è possibile risalire alle proprietà termo-fisiche degli alimenti attraverso modelli matematici dipendenti dalle temperature.

4.1.1 Proprietà termo-fisiche degli alimenti

I costituenti normalmente riscontrabili all'interno degli alimenti, ai fini del calcolo delle proprietà termofisiche, sono: acqua, proteine, grassi, carboidrati, fibre e ceneri. Nella tabella 4.2 di seguito, sono riportati i modelli matematici per la stima delle proprietà termo-fisiche degli alimenti, aventi un campo di validità compreso tra i -40 ed i 150 °C (Yonghee Choi e Martin Okos, 1986 [6]).

Componente	Modelli delle proprietà termofisiche
Proteine	$\begin{array}{ll} k &= 1,7881 \times 10^{-1} + 1,1958 \times 10^{-\$}T - 2,7178 \times 10^{-6}T^2 \\ \alpha &= 6,8714 \times 10^{-2} + 4,7578 \times 10^{-4}T - 1,4646 \times 10^{-6}T^2 \\ \rho &= 1,3299 \times 10^{\$} - 5,1840 \times 10^{-1}T \\ c_p &= 2,0082 + 1,2089 \times 10^{-\$}T - 1,3129 \times 10^{-6}T^2 \end{array}$
Carboidrati	$\begin{array}{ll} k &= 2,0141 \times 10^{-1} + 1,3874 \times 10^{-3}T - 4,3312 \times 10^{-6}T^2 \\ \alpha &= 8,0842 \times 10^{-2} + 5,3052 \times 10^{-4}T - 2,3218 \times 10^{-6}T^2 \\ \rho &= 1,5991 \times 10^3 - 3,1046 \times 10^{-1}T \\ c_p &= 1,5488 + 1,9625 \times 10^{-3}T - 5,9399 \times 10^{-6}T^2 \end{array}$
Grassi	$\begin{array}{ll} k &= 1,8071 \times 10^{-1} - 2,7604 \times 10^{-3}T - 1,7749 \times 10^{-7}T^2 \\ \alpha &= 9,8777 \times 10^{-2} - 1,2569 \times 10^{-4}T - 3,8286 \times 10^{-8}T^2 \\ \rho &= 9,2559 \times 10^2 - 4,1757 \times 10^{-1}T \\ c_p &= 1,9842 + 1,4733 \times 10^{-3}T - 4,8008 \times 10^{-6}T^2 \end{array}$
Fibre	$\begin{array}{ll} k & = 1,8381 \times 10^{-1} + 1,2497 \times 10^{-5}T - 3,1683 \times 10^{-6}T^2 \\ \alpha & = 7,3976 \times 10^{-2} + 5,1902 \times 10^{-4}T - 2,2202 \times 10^{-6}T^2 \\ \rho & = 1,3115 \times 10^5 - 3,6589 \times 10^{-1}T \\ c_p & = 1,8459 + 1,8306 \times 10^{-5}T - 4,6509 \times 10^{-6}T^2 \end{array}$
Ceneri	$\begin{array}{ll} k &= 3,2962 \times 10^{-1} + 1,4011 \times 10^{-\$}T - 2,9069 \times 10^{-6}T^2 \\ \alpha &= 1,2461 \times 10^{-1} + 3,7321 \times 10^{-4}T - 1,2244 \times 10^{-6}T^2 \\ \rho &= 2,4238 \times 10^\$ - 2,8063 \times 10^{-1}T \\ c_p &= 1,0926 + 1,8896 \times 10^{-\$}T - 3,6817 \times 10^{-6}T^2 \end{array}$
Acqua	$ \begin{array}{ll} k &= 5,7109\times 10^{-1}+1,7625\times 10^{-8}T-6,7036\times 10^{-6}T^2 \\ \alpha &= 1,3168\times 10^{-1}+6,2477\times 10^{-4}T-2,4022\times 10^{-6}T^2 \\ \rho &= 9,9718\times 10^2+3,1439\times 10^{-8}T-3,7574\times 10^{-8}T^2 \\ c_p &= 4,0817-5,3062\times 10^{-8}T-9,9516\times 10^{-4}T^2 \\ -40\leq T\leq 0^\circ \mathrm{C} \\ c_p &= 4,1762-9,0864\times 10^{-5}T-5,4731\times 10^{-6}T^2 \\ & 0\leq T\leq 150^\circ \mathrm{C} \end{array} $
Ghiaccio	$ \begin{array}{ll} k &= 2,2196-6,2489\times 10^{-8}T+1,0154\times 10^{-4}T^2 \\ \alpha &= 1,1756-6,0833\times 10^{-3}T+9,5037\times 10^{-5}T^2 \\ \rho &= 9,1689\times 10^2-1,3071\times 10^{-1}T \\ c_p &= 2,0623+6,0769\times 10^{-8}T \end{array} $

Tabella 4.2 - Modelli matematici per la stima delle proprietà termo-fisiche degli alimenti [6]

Nella tabella 4.3 di seguito, sono riportate le composizioni di una grande varietà di alimenti, ossia le frazioni in massa di acqua, proteine, carboidrati, grassi, ceneri e fibre (USDA1996 [39]).

	Moisture						Initial	Specific Heat	Specific Heat	Latent
	Content,	Protein,	, .	Carbo	hydrate	-	Freezing	Above	Below	Heat of
Food Item	%	%	Fat, %	Total, %	Fiber, %	Ash, %	Point,	Freezing, kJ/	Freezing, k.U(ko:K)	Fusion,
Venetabler	1,80	Лр	Ŋ	A _C	۹ ^ر	A.	^c	(kg·k)	Kar(Kg·K)	hJ/hg
Artichokes aloba	84.04	3 27	0.15	10.51	5.40	1 13	-1.2	3.00	2.02	284
Jenusalem	78.01	2.00	0.01	17.44	1.60	2.54	-2.5	3.63	2.02	264
Asparaeus	92.40	2.28	0.20	4.54	2.10	0.57	-0.6	4.03	1.79	309
Beans, snap	90.27	1.82	0.12	7.14	3.40	0.66	-0.7	3.99	1.85	302
lima	70.24	6.84	0.86	20.16	4.90	1.89	-0.6	3.52	2.07	235
Beets	87.58	1.61	0.17	9.56	2.80	1.08	-1.1	3.91	1.94	293
Broccoli	90.69	2.98	0.35	5.24	3.00	0.92	-0.6	4.01	1.82	303
Brussels sprouts	86.00	3.38	0.30	8.96	3.80	1.37	-0.8	3.90	1.91	287
Cabbage	92.15	1.44	0.27	5.43	2.30	0.71	-0.9	4.02	1.85	308
Carrots	87.79	1.03	0.19	10.14	3.00	0.87	-1.4	3.92	2.00	293
Cauliflower	91.91	1.98	0.21	5.20	2.50	0.71	-0.8	4.02	1.84	307
Celeriac	88.00	1.50	0.30	9.20	1.80	1.00	-0.9	3.90	1.89	294
Celery	94.64	0.75	0.14	3.65	1.70	0.82	-0.5	4.07	1.74	316
Collards	90.55	1.57	0.22	7.11	3.60	0.55	-0.8	4.01	1.86	302
Com, sweet, yellow	75.96	3.22	0.12	2.76	2.70	0.62	-0.6	3.62	1.98	204
Econlant	90.01	1.02	0.13	6.07	2.50	0.41	-0.5	4.09	1.83	307
Endivo	03.70	1.02	0.10	3 35	3.10	1.41	-0.0	4.02	1.65	313
Carlic	58.58	636	0.20	33.07	2 10	1.50	-0.1	3.17	2 10	106
Ginger root	81.67	1 74	0.73	15.09	2.00	0.77		3.75	1.94	273
Horseradish	78.66	9.40	1.40	8.28	2.00	2.26	-1.8	3.70	2.12	263
Kale	84.46	3.30	0.70	10.01	2.00	1.53	-0.5	3.82	1.86	282
Kohlrabi	91.00	1.70	0.10	6.20	3.60	1.00	-1.0	4.02	1.90	304
Leeks	83.00	1.50	0.30	14.15	1.80	1.05	-0.7	3.77	1.91	277
Lettuce, iceberg	95.89	1.01	0.19	2.09	1.40	0.48	-0.2	4.09	1.65	320
Mushrooms	91.81	2.09	0.42	4.65	1.20	0.89	-0.9	3.99	1.84	307
Okra	89.58	2.00	0.10	7.63	3.20	0.70	-1.8	3.97	2.05	299
Onions	89.68	1.16	0.16	8.63	1.80	0.37	-0.9	3.95	1.87	300
dehydrated flakes	3.93	8.95	0.46	83.28	9.20	3.38	_	_	_	13
Parsley	87.71	2.97	0.79	6.33	3.30	2.20	-1.1	3.93	1.94	293
Parsnips	79.53	1.20	0.30	17.99	4.90	0.98	-0.9	3.74	2.02	266
Peas, green Bannary, frasta driad	/8.80	17.00	2.00	14.46	21.20	0.87	-0.6	3.15	1.98	203
sweet organ	02.10	0.80	0.10	6.43	1.80	0.40	0.7	4.01	1.80	308
Potatoes main crop	78.96	2.07	0.19	17.98	1.60	0.89	-0.6	3.67	1.00	264
sweet	72.84	1.65	0.30	24.28	3.00	0.95	-13	3.48	2.09	243
Pumpkins	91.60	1.00	0.10	6.50	0.50	0.80	-0.8	3.97	1.81	306
Radishes	94.84	0.60	0.54	3.59	1.60	0.54	-0.7	4.08	1.77	317
Rhubarb	93.61	0.90	0.20	4.54	1.80	0.76	-0.9	4.05	1.83	313
Rutabaga	89.66	1.20	0.20	8.13	2.50	0.81	-1.1	3.96	1.92	299
Salsify (vegetable oyster)	77.00	3.30	0.20	18.60	3.30	0.90	-1.1	3.65	2.05	257
Spinach	91.58	2.86	0.35	3.50	2.70	1.72	-0.3	4.02	1.75	306
Squash, summer	94.20	0.94	0.24	4.04	1.90	0.58	-0.5	4.07	1.74	315
winter	87.78	0.80	0.10	10.42	1.50	0.90	-0.8	3.89	1.87	293
Tomatoes, mature green	93.00	1.20	0.20	5.10	1.10	0.50	-0.6	4.02	1.77	311
npe	93.76	0.85	0.33	4.64	1.10	0.42	-0.5	4.08	1.79	313
Tumip	91.87	0.90	0.10	6.23	1.80	0.70	-1.1	4.00	1.88	307
greens	91.07	2.30	0.30	1.20	1.50	1.40	-0.2	4.01	1.74	304
Vame	60.60	1.53	0.10	27.80	4 10	0.82	-0.5	3.47	2.06	232
Tallo	09.00	1.55	0.17	27.09	4.10	0.02		3.47	2.00	232
Fruits										
Apples fresh	83.03	0.10	0.36	15.25	2 70	0.26	-11	3.81	1.08	280
dried	31.76	0.93	0.32	65.89	8.70	1.10		2.57	2.84	106
Apricots	86.35	1.40	0.39	11.12	2.40	0.75	-1.1	3.87	1.95	288
Avocados	74.27	1.98	15.32	7.39	5.00	1.04	-0.3	3.67	1.98	248
Bananas	74.26	1.03	0.48	23.43	2.40	0.80	-0.8	3.56	2.03	248
Blackberries	85.64	0.72	0.39	12.76	5.30	0.48	-0.8	3.91	1.94	286
Blueberries	84.61	0.67	0.38	14.13	2.70	0.21	-1.6	3.83	2.06	283
Cantaloupes	89.78	0.88	0.28	8.36	0.80	0.71	-1.2	3.93	1.91	300
Cherries, sour	86.13	1.00	0.30	12.18	1.60	0.40	-1.7	3.85	2.05	288
sweet	80.76	1.20	0.96	16.55	2.30	0.53	-1.8	3.73	2.12	270
Cranberries	86.54	0.39	0.20	12.68	4.20	0.19	-0.9	3.91	1.93	289

	Moisture			Carbo	hydrate		Initial	Specific Heat	Specific Heat	Latent
	Content,	Protein,	Tet N	T-4-1 W	Elber #/		Freezing	Above	Below	Heat of
Food Item	% X	% X.	Fat, %	10tal, %	Fiber, %	Ash, %	°C	(kp·K)	Freezing, kJ/(kg·K)	Fusion, kJ/kg
Currents European black	91.04	1.40	0.41	15.29	0.00	0.86	1.0	2 71	1.05	274
currants, European black	82.05	1.40	0.41	12.30	4.20	0.00	-1.0	3.71	1.95	274
Dates outed	22.50	1.40	0.20	73.51	4.50	1.58	-15.7	2.05	2 30	200
Fine freeh	70.11	0.75	0.20	10.19	2 20	0.66	2.4	2.31	2.30	264
dried	28.43	3.05	1 17	65 35	0.30	2.01	-2.4	2.51	4.13	204
Coorabarrian	20.43	0.99	0.58	10.19	4 20	0.40	1.1	2.05	1.06	202
Granefruit	00.80	0.68	0.38	8.08	1 10	0.49	_1.1	3.95	1.90	304
Grapes American	81.30	0.63	0.35	1715	1.00	0.57	1.6	3.71	2.07	272
Furonean type	80.56	0.65	0.55	17.15	1.00	0.44	_21	3.70	2.07	260
Lamons	87.40	1.20	0.30	10.70	4 70	0.40	1.4	3.04	2.02	203
Limes	88.26	0.70	0.30	10.70	2.80	0.40	-1.4	3.03	2.02	292
Maneos	81.71	0.51	0.27	17.00	1.80	0.50	-0.9	3.74	1.95	273
Melons casaba	92.00	0.90	0 10	6.20	0.80	0.80	-11	3.00	1.87	307
honeydew	89.66	0.46	0.10	9.18	0.60	0.60	-0.9	3.92	1.86	299
watermelon	91.51	0.62	0.43	7 18	0.50	0.26	-0.4	3.97	1 74	306
Nectarines	86.28	0.94	0.46	11.78	1.60	0.54	-0.9	3.86	1.90	288
Olives	79.99	0.84	10.68	6.26	3 20	2.23	-14	3.76	2.07	267
Oranges	82.30	1.30	0.30	15.50	4.50	0.60	-0.8	3.81	1.96	275
Peaches fresh	87.66	0.70	0.90	11 10	2.00	0.46	-0.9	3.01	1.90	293
dried	31.80	3.61	0.76	61.33	8.20	2.50		2.57	3.49	106
Pears	83.81	0.39	0.40	1511	2.40	0.28	-1.6	3.80	2.06	280
Persimmons	64.40	0.80	0.40	33.50	0.00	0.90	-2.2	3.26	2.29	215
Pineapples	86.50	0.39	0.43	12 39	1.20	0.29	-1.0	3.85	1.91	289
Plums	85.20	0.79	0.62	13.01	1.50	0.39	-0.8	3.83	1.90	285
Pomegranates	80.97	0.95	0.30	17.17	0.60	0.61	-3.0	3.70	2.30	270
Prunes, dried	32.39	2.61	0.52	62.73	7.10	1.76		2.56	3.50	108
Ouinces	83,80	0.40	0.10	15.30	1.90	0.40	-2.0	3.79	2.13	280
Raisins, seedless	15.42	3.22	0.46	79.13	4.00	1.77		2.07	2.04	52
Raspberries	86.57	0.91	0.55	11.57	6.80	0.40	-0.6	3.96	1.91	289
Strawberries	91.57	0.61	0.37	7.02	2.30	0.43	-0.8	4.00	1.84	306
Tangerines	87.60	0.63	0.19	11.19	2.30	0.39	-1.1	3.90	1.93	293
Whole Fish										
Cod	81.22	17.81	0.67	0.0	0.0	1.16	-2.2	3.78	2.14	271
Haddock	79.92	18.91	0.72	0.0	0.0	1.21	-2.2	3.75	2.14	267
Halibut	77.92	20.81	2.29	0.0	0.0	1.36	-2.2	3.74	2.18	260
Herring, kippered	59.70	24.58	12.37	0.0	0.0	1.94	-2.2	3.26	2.27	199
Mackerel, Atlantic	63.55	18.60	13.89	0.0	0.0	1.35	-2.2	3.33	2.23	212
Perch	78,70	18.62	1.63	0.0	0.0	1.20	-2.2	3.71	2.15	263
Pollock, Atlantic	78.18	19.44	0.98	0.0	0.0	1.41	-2.2	3.70	2.15	261
Salmon, pink	76.35	19.94	3.45	0.0	0.0	1.22	-2.2	3.68	2.17	255
Tuna, bluefin	68.09	23.33	4.90	0.0	0.0	1.18	-2.2	3.43	2.19	227
Whiting	80.27	18.31	1.31	0.0	0.0	1.30	-2.2	3.77	2.15	268
Shellfish										
Clams	81.82	12.77	0.97	2.57	0.0	1.87	-2.2	3.76	2.13	273
Lobster, American	76.76	18.80	0.90	0.50	0.0	2.20	-2.2	3.64	2.15	256
Oysters	85.16	7.05	2.46	3.91	0.0	1.42	-2.2	3.83	2.12	284
Scallop, meat	78.57	16.78	0.76	2.36	0.0	1.53	-2.2	3.71	2.15	262
Shrimp	75.86	20.31	1.73	0.91	0.0	1.20	-2.2	3.65	2.16	253
Boof										
Brisket	55.18	16.04	26.54	0.0	0.0	0.80		3.10	2 33	184
Catrass choice	57.26	17 32	24.05	0.0	0.0	0.81	2.2	3.24	2.33	101
select	58 21	17.32	22,55	0.0	0.0	0.82	-17	3.25	2.31	194
Liver	68 00	20.00	3.85	5.82	0.0	1.34	_17	3.47	2.16	230
Ribs whole (ribs 6-12)	54.54	16 37	26.98	0.02	0.0	0.77	-1.7	316	2.32	182
Round full cut lean and fat	64.75	20.37	12.81	0.0	0.0	0.07		3 30	2.18	216
full cut lean	70.83	22.03	4 80	0.0	0.0	1.07	_	3.52	2.12	237
Sirloin lean	71 70	21.24	4.40	0.0	0.0	1.08	-17	3 53	2.11	230
Short loin, porterhouse steak lean	69 59	20.27	817	0.0	0.0	1.03		3.49	2.14	232
T-bone steak lean	69.71	20.78	7.27	0.0	0.0	1 27		3.49	2.14	233
Tenderloin, lean	68.40	20.78	7.90	0.0	0.0	1.04		3.45	2.14	228
Veal, lean	75.91	20.20	2.87	0.0	0.0	1.08		3.65	2.09	254

	Moisture	e		Carbo	hydrate		Initial	Specific Heat	Specific Heat	Latent
	Content	, Protein		T () A	TTL A/		Freezing	Above	Below	Heat of
Food Item	7	% X-	Fat, %	Total, %	Fiber, %	Ash, %	°C	Freezing, KJ/ (ko-K)	Freezing, kJ/(ko-K)	Fusion, kJ/ko
Dest	****	-np	4	26	~]0	~4		(ag at)	having hy	and a second
Pork	7.60	2.02	88.00	0.0	0.0	0.70		2.17	2.08	26
Dackial	21.59	2.92	57.54	0.00	0.0	2.12		2.17	2.90	105
Bacon	31.38	0.00	57.04	0.09	0.0	2.13		2.70	2.70	105
Belly	30.74	9.34	25.07	0.0	0.0	0.49		2.80	3.37	123
Carcass	49.83	13.91	.55.07	0.0	0.0	0.72		3.08	3.10	166
Ham, cured, whole, lean	68.26	22.32	5.71	0.05	0.0	3.66	_	3.47	2.22	228
country cured, lean	55.93	27.80	8.32	0.30	0.0	7.65		3.16	2.31	187
Shoulder, whole, lean	72.63	19.55	7.14	0.0	0.0	1.02	-2.2	3.59	2.20	243
Sausage										
Braunschweiger	48.01	13.50	32.09	3.13	0.0	3.27		3.01	2.40	160
Frankfurter	53.87	11.28	29.15	2.55	0.0	3.15	-1.7	3.15	2.31	180
Italian	51.08	14.25	31.33	0.65	0.0	2.70	_	3.10	2.37	171
Polish	53,15	14.10	28.72	1.63	0.0	2.40		3.14	2.36	178
Pork	44.52	11.69	40.29	1.02	0.0	2.49		2.95	2.43	149
Smoked links	39.30	22.20	31.70	2 10	0.0	4 70	_	2.82	2.45	131
				2.1.0						
Poultry Products	10.00	10.00	15.07		0.0	0.70		4.24	2.22	220
Chicken	65.99	18.60	15.06	0.0	0.0	0.79	-2.8	4.34	3.32	220
Duck	48.50	11.49	39.34	0.0	0.0	0.68		3.06	2.45	162
Turkey	70.40	20.42	8.02	0.0	0.0	0.88		3.53	2.28	235
Egg										
White	87.81	10.52	0.0	1.03	0.0	0.64	-0.6	3.91	1.81	293
dried	14.62	76.92	0.04	4.17	0.0	4.25		2.29	2.10	49
Whole	75.33	12.49	10.02	1.22	0.0	0.94	-0.6	3.63	1.95	252
dried	3.10	47.35	40.05	4.05	0.0	3.65		2.04	2.00	10
Volk	40.01	16.76	20.97	1.79	0.0	1 77	0.6	2.04	2.00	162
TOIK	40.01	14.00	22.00	1.70	0.0	10.60	17.0	2.01	2.23	103
saneu	51.25	12.80	23.00	10.80	0.0	1.40	-17.2	3.01	3.19	170
sugared	51.25	13.60	22.13	10.80	0.0	1.40	-3.9	3.07	2.34	1/1
Lamb										
Composite of cuts, lean	73.42	20.29	5.25	0.0	0.0	1.06	-1.9	3.60	2.14	245
Leg, whole, lean	74.11	20.56	4.51	0.0	0.0	1.07		3.62	2.14	248
Dairy Products										
Butter	17.94	0.85	81.11	0.06	0.0	0.04		2.40	2.65	60
Theore										
Camambart	51.80	10.80	24.26	0.46	0.0	2.68		2.10	2.24	172
Chaddar	26.75	24.00	24.20	1.29	0.0	3.00	12.0	3.10	3.34	102
Cheddar	36.75	17.07	33.14	1.26	0.0	3.93	-12.9	2.11	3.07	123
Cottage, uncreamed	19.11	17.27	0.42	1.85	0.0	0.69	-1.2	3.73	1.99	266
Cream	53.75	7.55	34.87	2.66	0.0	1.17		3.16	2.91	180
Gouda	41.46	24.94	27.44	2.22	0.0	3.94		2.87	2.77	138
Limburger	48.42	20.05	27.25	0.49	0.0	3.79	-7.4	3.03	2.82	162
Mozzarella	54.14	19.42	21.60	2.22	0.0	2.62		3.15	2.46	181
Parmesan, hard	29.16	35.75	25.83	3.22	0.0	6.04		2.58	2.94	97
Processed American	39,16	22.15	31.25	1.30	0.0	5.84	-6.9	2.80	2.75	131
Roquefort	39.38	21.54	30.64	2.00	0.0	6.44	-16.3	2.80	3.36	132
Swiss	37.21	28.43	27.45	3.38	0.0	3.53	-10.0	2.78	2.88	124
Taam										
Half and half	80.57	2.04	11.50	4 30	0.0	0.67		3 72	2.16	260
Tahla	72.76	2.90	10.21	4.30	0.0	0.67	2.2	3.13	2.10	209
Table Userne whitening	13.13	2.70	19.31	3.00	0.0	0.58	-4.4	3.39	2.21	246
neavy wnipping	57.71	2.05	31.00	2.19	0.0	0.45	_	3.20	2.32	193
ce Cream										
Chocolate	55.70	3.80	11.0	28.20	1.20	1.00	-5.6	3.11	2.75	186
Strawberry	60.00	3.20	8.40	27.60	0.30	0.70	-5.6	3.19	2.74	200
Vanilla	61.00	3.50	11.00	23.60	0.0	0.90	-5.6	3.22	2.74	204
Milk										
Canned condensed sweetened	27.16	7 01	8 70	54.40	0.0	1.82	-15.0	2.35	_	01
Camera, contrensed, sweetened	74.04	6.91	7.56	10.04	0.0	1.0.3	1.4	2.55	2.08	247
evaporated	74.04	0.81	1.30	10.04	0.0	1.33	-1.4	3.36	2.06	247
Skim	90.80	3.41	0.18	4.85	0.0	0.76		3.95	1.78	303
Skim, dried	3.16	36.16	0.77	51.98	0.0	7.93	_	1.80		11
Whole	87.69	3.28	3.66	4.65	0.0	0.72	-0.6	3.89	1.81	293
dried	2.47	26.32	26.71	38.42	0.0	6.08		1.85	_	8
Whey, acid, dried	3.51	11.73	0.54	73.45	0.0	10.77	_	1.68	_	12
	2.10	12.02	1.07	74.46	0.0	8 35		1.60		11

	Moisture	Protein		Carbol	hydrate		Initial	Specific Heat	Specific Heat	Latent Heat of
	Content,	w/	Fat %	Total %	Fiher %	Ash %	Point	Freezino k.I/	Freezino	Fusion
Food Item	Xwo	xp	X _f	x _c	x _D	Xa Xa	°C	(kg·K)	kJ/(kg·K)	kJ/kg
Nuts, Shelled										
Almonds	4.42	19.95	52.21	20.40	10.90	3.03		2.20		15
Filberts	5.42	13.04	62.64	15.30	6.10	3.61		2.09		18
Peanuts, raw	6.5	25.80	49.24	16.14	8.50	2.33		2.23		22
dry roasted with salt	1.55	23.68	49.66	21.51	8.00	3.60	_	2.08	_	5
Pecans	4.82	7.75	67.64	18.24	7.60	1.56		2.17		16
Walnuts, English	3.65	14.29	61.87	18.34	4.80	1.86		2.09		12
Candy										
Fudge, vanilla	10.90	1.10	5.40	82.30	0.0	0.40		1.90		36
Marshmallows	16.40	1.80	0.20	81.30	0.10	0.30	_	2.02	_	55
Milk chocolate	1.30	6.90	30.70	59.20	3.40	1.50		1.83		4
Peanut brittle	1.80	7.50	19.10	69.30	2.00	1.50	_	1.77	_	6
Juice and Beverages										
Apple juice, unsweetened	87.93	0.06	0.11	11.68	0.10	0.22		3.87	1.78	294
Grapefruit juice, sweetened	87.38	0.58	0.09	11.13	0.10	0.82		3.85	1.78	292
Grape juice, unsweetened	84.12	0.56	0.08	14.96	0.10	0.29		3.77	1.82	281
Lemon juice	92.46	0.40	0.29	6.48	0.40	0.36		3.99	1.73	309
Lime juice, unsweetened	92.52	0.25	0.23	6.69	0.40	0.31		3.99	1.73	309
Orange juice	89.01	0.59	0.14	9.85	0.20	0.41	-0.4	3.90	1.76	297
Pineapple juice, unsweetened	85.53	0.32	0.08	13.78	0.20	0.30		3.81	1.81	286
Prune juice	81.24	0.61	0.03	17.45	1.00	0.68		3.71	1.87	271
Tomato juice	93.90	0.76	0.06	4.23	0.40	1.05		4.03	1.71	314
Cranberry-apple juice drink	82.80	0.10	0.0	17.10	0.10	0.0		3.73	1.84	277
Cranberry-grape juice drink	85.60	0.20	0.10	14.00	0.10	0.10		3.81	1.80	286
Fruit punch drink	88.00	0.0	0.0	11.90	0.10	0.10		3.87	1.78	294
Club soda	99.90	0.0	0.0	0.0	0.0	0.10		4.17	1.63	334
Cola	89.40	0.0	0.0	10.40	0.0	0.10		3.90	1.76	299
Cream soda	86.70	0.0	0.0	13.30	0.0	0.10		3.83	1.79	290
Ginger ale	91.20	0.0	0.0	8.70	0.0	0.0	_	3.95	1.73	305
Grape soda	88.80	0.0	0.0	11.20	0.0	0.10		3.89	1.77	297
Lemon-lime soda	89.50	0.0	0.0	10.40	0.0	0.10		3.90	1.76	299
Orange soda	87.60	0.0	0.0	12.30	0.0	0.10		3.86	1.78	293
Root beer	89.30	0.0	0.0	10.60	0.0	0.10		3.90	1.76	298
Chocolate milk, 2% fat	83.58	3.21	2.00	10.40	0.50	0.81	_	3.78	1.83	279
Miscellaneous										
Honey	17.10	0.30	0.0	82.40	0.20	0.20		2.03		57
Maple syrup	32.00	0.00	0.20	67.20	0.0	0.60		2.41		107
Popcorn, air-popped	4.10	12.00	4.20	77.90	15.10	1.80		2.04	_	14
oil-popped	2.80	9.00	28.10	57.20	10.00	2.90		1.99		9
Yeast, baker's, compressed	69.00	8.40	1.90	18.10	8.10	1.80		3.55	2.17	230

Tabella 4.3 – Macronutrienti degli alimenti [39]

Le proprietà termo-fisiche rilevanti, in cui l'unico processo che si vuole osservare è lo scambio di calore, sono la densità p [kg/m³], la conducibilità termica k [W/mK], il calore specifico c_p [J/kgK] e la diffusività termica α [m²/s].

La dipendenza delle proprietà temo-fisiche dei costituenti degli alimenti dalla temperatura renderebbe tuttavia inapplicabili i modelli matematici mostrati in tabella 4.2 all'interno dell'espansione in serie dell'equazione di Fourier. È stata assunta pertanto, in questo lavoro, una temperatura costante degli alimenti per la valutazione delle loro proprietà termo-fisiche, equivalente alla temperatura media tra inizio e fine ciclo di abbattimento.

A questo punto, una volta determinate le proprietà dei singoli costituenti degli alimenti, le proprietà termo-fisiche degli alimenti saranno così calcolate:

Densità:

$$\rho_{product} = \frac{1}{\sum \frac{x_i}{\rho_i}} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$
(4.1.1)

Dove x_i e p_i rappresentano la frazione in massa e la densità dei singoli costituenti degli alimenti.

Calore specifico:

$$c_{p,product} = c_{p,c} x_c + c_{p,p} x_p + c_{p,f} x_f + c_{p,a} x_a + c_{p,w} x_w \ [\frac{J}{kgK}]$$
(4.1.2)

Dove i termini a destra dell'uguale rappresentano i calori specifici per le frazioni in massa dei costituenti degli alimenti.

Conducibilità termica:

$$k_{product} = k_{water} \frac{c_{p,product}}{c_{p,water}} \left[\frac{W}{mK}\right]$$
(4.1.3)

Diffusività termica, funzione dei parametri prima determinati:

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad [\frac{m^2}{s}] \tag{4.1.4}$$

4.2 Coefficiente di scambio termico convettivo

Lo scambio di energia termica, inteso come trasferimento convettivo di calore, tra il prodotto ed il mezzo circostante (aria) è guidato dal coefficiente di scambio termico convettivo h e dalla differenza di temperatura tra l'ambiente circostante e la superficie del prodotto.

La convezione è la modalità di scambio termico che si ha alla superficie di un solido lambito da un fluido per l'effetto combinato della conduzione nel fluido e del trasporto di energia associato allo spostamento di materia, dovuto al moto del fluido stesso. È da notare che perché si abbia convezione è necessario che il fluido sia in moto.

Dal punto di vista pratico la convezione può essere classificata in:

- Convezione naturale: quando il moto del fluido è dovuto alle differenze di densità indotte dalle differenze di temperatura (ad esempio, un fluido più caldo, essendo più leggero, tende generalmente a salire): è il caso, ad esempio, dell'acqua in una pentola posta sul fuoco, o dell'aria sull'asfalto caldo;
- *Convezione forzata*: quando il moto relativo tra il fluido e la superficie è indotto dall'esterno tramite appositi organi (in genere, pompe o ventilatori);

e, indipendentemente, anche in:

- convezione interna: quando il fluido scorre internamente ad un condotto (in genere una tubazione) in modo tale che la presenza della parete provoca effetti sul moto dell'intero fluido;
- *convezione esterna*: quando il fluido lambisce dall'esterno un oggetto (es. l'ala di un aereo, la pala di una turbina), e, a sufficiente distanza da esso, non risente dell'influenza della parete stessa.

Tornando nello specifico del lavoro svolto in questa tesi, si prenderà in considerazione solamente la convezione forzata, in quanto quella predominante nei sistemi di refrigerazione nell'industria alimentare.

Il flusso termico, che si stabilisce tra l'ambiente refrigerato ed il prodotto, è, come detto precedentemente, funzione della loro differenza di temperatura e del coefficiente di scambio termico convettivo h [W/m²K]. Il coefficiente è un coefficiente empirico che incorpora gli effetti dovuti alla natura del fluido, al campo di velocità in prossimità della superficie, alla geometria del sistema. Tanto più h è elevato, quanto maggiore è lo scambio termico convettivo (ovviamente, a parità di differenza di temperatura).

La determinazione di h è nella maggior parte dei casi affidata all'esecuzione di esperimenti. Tali esperimenti hanno come risultato delle espressioni matematiche, dette correlazioni di scambio termico, che danno (generalmente in forma di gruppi adimensionali) il valore del coefficiente di convezione per determinate classi di fluidi, condizioni di moto e configurazioni geometriche. Per questa tesi è stata presa in considerazione la relazione di h formulata nel lavoro di Zehua Hu, Da-Wen Sun (2000) [42]:

$$h = \frac{\lambda_a N u}{D} \tag{4.2.1}$$

Dove λ_a [W/mK] rappresenta la conducibilità termica dell'aria, Nu [-] il numero di Nusselt e D [m] la dimensione caratteristica dell'alimento, ovvero lo spessore.

Il termine λ_a è una grandezza che varia al variare della temperatura del mezzo (aria) ed è dato dalla relazione:

$$\lambda_a = 0,000075 * T_s + 0,024$$

dove T_s rappresenta la temperatura del mezzo.

Il numero di Nusselt è dato dalla relazione:

$$Nu = 0,224 Re^{0,612}$$

Dove il termine Re [-] rappresenta il numero di Reynolds ed è dato dalla relazione:

$$Re = \frac{VD}{v}$$

In cui V [m/s] rappresenta la velocità del mezzo all'interno dell'ambiente refrigerato, D è la dimensione caratteristica dell'alimento e v $[m^2/s]$ è la viscosità cinematica dell'aria, anch'essa dipendente dalla temperatura del mezzo:

$$v = 8,51*10^{-8}T_{s}+1,3324*10^{-5}$$

dove T_s rappresenta ancora una volta la temperatura del mezzo.

Dalle relazioni sopra riportate, però, è facile intuire che non è semplice ottenere dei valori precisi del coefficiente h. Questo perché esso è funzione del numero di Reynolds (Re), che a sua volta è funzione del campo di velocità che si instaura all'interno delle camere refrigerate per mezzo delle unità ventilanti, aventi lo scopo di instaurare una convezione forzata. È evidente quindi che il moto del mezzo all'interno delle camere refrigerate sia prettamente turbolento, il che complica la determinazione di una velocità media necessaria per risalire poi al calcolo del coefficiente h. Tuttavia, la relazione presa in considerazione per questa tesi si è dimostrata essere valida in quanto in grado di restituire profili di temperature confrontabili a quelli ricavati dalle prove sperimentali svolte in laboratorio.

In questo caso, i valori delle velocità medie del mezzo (aria) sono stati ricavati semplicemente dai valori delle portate orarie di aria elaborate dalle unità ventilanti delle macchine frigorifere prese in considerazione.

5. Letteratura

La ricerca in letteratura di lavori utili per questa tesi, si è concentrata principalmente su studi che si concentrassero sulla semplificazione della seria completa di Fourier e della sua applicazione per fenomeni non stazionari di trasferimento di calore, in un contesto come quello dell'industria alimentare.

Una prima parte di ricerca, è stata rivolta necessariamente a quegli studi pionieristici quali: Fourier (1822) [10], Ball (1923) [44], Pflug et al. (1965) [31], Newman (1936) [27], Gurnay e Lurie (1923) [12] e Heissler (1947) [15]. Questo è stato necessario principalmente per indagare e per avere coscienza sulla provenienza delle linee guide comuni circa la modellazione analitica dei processi di trasferimento di calore.

5.1 Background storico

Nel 1822 Joseph Fourier ha presentato la sua monografia "Theorié analytique de la chaleur" che ancora oggi si pone come colonna portante per la descrizione matematica dei fenomeni di trasferimento di calore, introducendo l'equazione del calore. Nello stesso lavoro, Fourier ha anche supportato una soluzione analitica all'equazione del calore basata su serie trigonometriche. Nel 1804, pochi anni prima di Fourier, anche Jean Baptiste Biot aveva affrontato il problema della conduzione del calore, non riuscendo però ad includere il trasferimento di calore convettivo nel suo lavoro. Fourier, dopo aver letto il lavoro di Biot, ha quindi iniziato a formulare una soluzione a questa sfida e ha presentato il suo lavoro "Théorie de la propagation de la chaleur dans les solides " nel 1807. Inizialmente, il lavoro di Fourier fu rifiutato per la pubblicazione e non fu accettato prima del 1822 (Narasimhan; 1999) [25].

Per l'applicazione della soluzione dell'espansione in serie, all'inizio della metà del XX secolo sono state presentate soluzioni grafiche. Tra gli altri, Gurnay e Lurie (1923) [12] hanno presentato soluzioni grafiche per le distribuzioni di temperatura in riscaldamento e raffreddamento di solidi, noti come diagrammi di Gurney Lurie. Gurnay e Lurie [12] idearono grafici utili per la valutazione della storia termica per forme geometriche elementari, per un range limitato di numeri di Biot, che vanno da 0 a 2. Nel 1947 Heissler [15] pubblicò serie di soluzioni grafiche per un'ampia gamma di numeri di Biot e numeri di Fourier (Fo> 0.2) che sono ancora presentati nei libri di testo attuali (Singh e Heldman (2013) [36], Mills (1995) [23]) per un facile calcolo dell'approssimazione al primo termine della serie. Di seguito viene riportata una delle soluzioni grafiche proposte da Heissler.



Figura 5.1 - Esempio di un grafico di Heissler, per il calcolo della risposta termica in una piastra semi-infinitaper numeri Fo superiori a 0,2. Heissler (1947) [15], numerazione delle righe che si riferisce al reciproco numero di Biot.

Oltre a questi grafici, Heissler ha anche introdotto i grafici per determinare la risposta termica per numeri di Fourier piccoli (Fo <0,2), nella stessa opera del 1947. I grafici per piccoli numeri di Fourier sono maggiormente difficili da leggere ed interpretare, come si può vedere nella figura 5.2, e sono raramente presentati nei libri di testo moderni.



Figura 5.2 - Esempio di grafici prodotti da Heissler per la determinazione della temperatura al cuore e della temperatura del piano medio a numeri di Fourier inferiori a 0,2 (Heissler 1947) [15]

Uno studio di riferimento nel calcolo analitico del riscaldamento e raffreddamento dei solidi è presentato da Carslaw e Jaeger (1959) [4], dove diversi metodi di soluzione per l'equazione del calore sono dedotti dal lavoro di Fourier e pubblicati nel vasto lavoro "Conduction of Heat in Solids" dove soluzioni basate su grafici, derivazioni analitiche dell'equazione di Fourier con diversi termini e persino manipolazioni analitiche di corpi semi-infiniti sono presentati.

5.1.1 Semplificazione della serie completa di Fourier

Per poter semplificare la serie completa di Fourier, al fine di modellare analiticamente i fenomeni di scambio termico convettivo negli alimenti, sono stati presi in considerazione tre aspetti fondamentali: la determinazione di parametri quali il fattore di ritardo e l'esponente di Fourier; modellazione della fase iniziale di raffreddamento/riscaldamento, al fine di evitare la necessità di utilizzare altri termini, oltre al primo, della serie; implementazione di fattori correttivi per espandere l'utilizzo del modello matematico anche a geometrie irregolari.

Esponenti di Fourier e fattori di ritardo

Una delle sfide, utilizzando le soluzioni ideate da Pflug et al. (1965) [31], è la determinazione degli esponenti di Fourier a partire dagli autovalori delle rispettive root functions (Tabella 4.1, capitolo 4). Però le root funcions hanno carattere iterativo e sono quindi difficili da risolvere. In alternativa, gli esponenti di Fourier possono essere trovati tabulati in libri di testo o in articoli sull'argomento (Mills (1995) pp.173 [23]; Pflug et. al (1965) [31]), dove è spesso necessario interpolare tra valori tabulati, oppure possono essere trovati nei grafici (Singh and Heldman (2013) pp.379 [36]) dove c'è però il rischio di errori di lettura. Tuttavia, né i valori tabulati né la rappresentazione grafica sono adatti per l'implementazione in semplici programmi o fogli di calcolo. Quindi, sarebbe un grande vantaggio riuscire a sviluppare equazioni non iterative per il calcolo degli esponenti di Fourier. Alcuni autori hanno quindi presentato tali equazioni.

Ramaswamy et al. (1982) [33] adattarono gli esponenti di Fourier a geometrie ideali usando regressioni trigonometriche del numero di Biot, con buona precisione. La regressione trigonometrica fatta da Ramaswamy et al. (1982) [33] introduce però molte nuove costanti ed equazioni che ostacolano l'applicazione nel settore alimentare.

Lacroix e Castaigne (1987) [18] hanno utilizzato un adattamento polinomiale logaritmico per determinare gli esponenti di Fourier. Ostrogorsky e Mikic (2008) [29], hanno sviluppato equazioni esplicite per la determinazione degli esponenti di Fourier con una buona precisione, per Bi <2.

Ostrogorsky e Mikic (2009) [30] hanno determinato equazioni esplicite per gli esponenti di Fourier per Bi> 2. Ostrogorsky (2009) [30] ha presentato equazioni che coprono l'intera gamma Biot anche con buona precisione.

Tutti gli studi sopra menzionati forniscono soluzioni non iterative che potrebbero essere incorporate su fogli di calcolo. Tuttavia, le soluzioni suggerite da Ramaswamy et al. (1982) [33] e Lacroix e Castaigne (1987) [18] sono piuttosto complesse per una facile interpretazione, quindi l'applicazione di questi studi non è stata trasferita al di fuori del mondo accademico. Le soluzioni di Ostrogorsky e Mikic sono divise in due serie di equazioni, una per Bi <2 ed un'altra serie per Bi> 2, il che non è favorevole.

Gli studi sopra citati verranno confrontati e discussi più ampiamente nel capitolo 6.

I fattori di ritardo necessari nell'espansione in serie sono stati modellati separatamente dall'esponente di Fourier (Ramaswamy et al. (1982) [33] e Ostrogorsky (2009) [30], entrambi con buona precisione.

Numeri di Fourier piccoli

È stato possibile rintracciare solo un articolo pubblicato che trattasse una semplice soluzione analitica per i fenomeni di trasferimento di calore, includendo anche la fase iniziale (Fo <0.2). Ramaswamy e Shreekanth (1999) [34] hanno presentato tale soluzione con la quale è possibile modellare anche le regioni con numeri di Fourier bassi. Le equazioni risultanti del loro lavoro sono piuttosto precise e potrebbero essere incorporate su un foglio di calcolo. Tuttavia, la procedura per determinare le equazioni, conta un insieme di 13 nuovi parametri in 3 equazioni differenti per ciascuna delle tre geometrie elementari. Questo rende la loro determinazione molto laboriosa per applicazioni industriali pratiche. Questo lavoro è discusso più ampiamente nel capitolo 7.

Geometrie irregolari

Una soluzione numerica eseguita in un pacchetto software dedicato è spesso la scelta preferita per i ricercatori perché restituisce soluzioni per tutte le forme geometriche. Tuttavia, sono state presentate anche soluzioni analitiche per geometrie irregolari.

La modellazione di trasferimento di calore per geometrie irregolari attraverso l'espansione in serie è molto impegnativa, perché la soluzione è vincolata ad uno dei tre sistemi di coordinate (cartesiano, cilindrico o sferico). Se una geometria non può essere ricondotta ad uno di questi sistemi di coordinate o ad una composizione di essi (figura 5.1.1) non esiste alcuna root function o calcolo del fattore di ritardo per descrivere il prodotto.



Figura 5.1.1 – Geometrie generali ottenute dalla composizione di geometrie elementari

6. Numero di Biot normalizzato e determinazione degli esponenti di Fourier

Gli esponenti di Fourier, necessari per la soluzione della serie di Fourier approssimata al primo termine, in questo studio sono determinati attraverso la normalizzazione del numero di Biot (Martin Gram Christensen, Jens Adler-Nissen (2015) [21]), promuovendo una procedura più semplice e intuitiva.

Il numero di Biot (Bi), che descrive il rapporto tra la resistenza interna ed esterna al trasferimento di calore, è riepilogato di seguito per una migliore comprensione della procedura per la normalizzazione del numero di Biot:

$$Bi = \frac{h}{k}R$$
(6.1)

Dove h è il coefficiente di scambio termico convettivo [W/m²K], R è la dimensione caratteristica [m] (metà spessore per una lastra infinita ed il raggio per un cilindro infinito o una sfera), k è la conducibilità termica [W/mK].

Per una più semplice determinazione degli esponenti di Fourier, viene introdotto il numero di Biot normalizzato (Bi_{norm}) [21], che rappresenta il rapporto tra la resistenza interna allo scambio di calore e la resistenza totale allo scambio di calore. La resistenza interna è data dal rapporto tra la dimensione caratteristica R [m] (distanza più breve tra superficie e centro dell'alimento, quindi metà dello spessore) e la conducibilità termica k. La resistenza esterna allo scambio di calore è invece data dal reciproco del coefficiente di scambio termico convettivo 1/h. La resistenza totale è quindi così definita:

resistenza totale: 1/h + R/k

Quindi, devidendo la resistenza interna per la resistenza totale e moltiplicando entrambe le grandezze per il coefficiente di scambio termico convettivo h, si ottiene Bi_{norm} [21]:

$$Bi_{norm} = \frac{\frac{h}{k}R}{\frac{h}{h} + \frac{h}{K}R} = \frac{Bi}{Bi+1}$$
(6.2)

Il numero di Biot normalizzato così costruito, presenta alcuni vantaggi: ha un andamento a forma di "S", che è funzione del numero di Bi. Questo consente di ottenere una espressione più semplice per determinare gli esponenti di Fourier senza iterazione, poiché anche gli esponenti di Fourier e il fattore di hanno un andamento a forma di "S", funzione del numero di Bi.

Inoltre, il numero di Biot normalizzato è compreso in un intervallo finito, che va da zero ad uno, il che consente di graficare l'esponente di Fourier, in funzione di Bi, in una scala lineare invece che in una scala logaritmica che notoriamente è spesso ragione di fraintendimenti.

Le relazioni tra Binorm, Bi e gli esponenti di Fourier, sono riportate graficamente in figura 6.1:



Figura 6.1 - Normalizzazione del numero di Biot (sinistra), esponenti di Fourier in funzione del numero di Biot (centro) ed esponenti di Fourier in funzione del numero di Biot normalizzato (destra). [23]

Nelle figure 6.2-6.4, viene mostrato come gli esponenti di Fourier in funzione del numero di Biot normalizzato abbiano un andamento monotono crescente (puntini), in modo tale da essere descritte con un buon grado di accuratezza da delle funzioni polinomiali (curva).



Figura 6.2 - Esponente di Fourier in funzione del numero di Biot normalizzato (puntini) [23] e funzione polinomiale che descrive il suo andamento (curva) [21].



Figura 6.3 - Esponente di Fourier in funzione del numero di Biot normalizzato (puntini) [23] e funzione polinomiale che descrive il suo andamento (curva) [21].



Figura 6.4 - Esponente di Fourier in funzione del numero di Biot normalizzato (puntini) [23] e funzione polinomiale che descrive il suo andamento (curva) [21].

Gli esponenti di Fourier vengono tracciati in funzione del numero di Biot normalizzato, e sono adattati da una regressione polinomiale del terzo ordine per ottenere un grado di accuratezza ragionevole. Le equazioni delle regressioni polinomiali sono riassunte nella tabella 6.1.

Geometry	Regression polynomials						
Inf. slab	$b = \lambda_1^2 = 1.1911 \cdot (Bi_{norm})^3 + 0.1878 \cdot (Bi_{norm})^2 + 1.0939 \cdot (Bi_{norm}) - 0.0037$						
Inf. cylinder	$b = \lambda_1^2 = 3.2595 \cdot (Bi_{norm})^3 + 0.3628 \cdot (Bi_{norm})^2 + 2.1878 \cdot (Bi_{norm}) - 0.0053$						
Sphere	$b = \lambda_1^2 = 6.2941 \cdot (Bi_{norm})^3 + 0.4877 \cdot (Bi_{norm})^2 + 3.1477 \cdot (Bi_{norm}) + 0.00073$						

Tabella 6.1 – Regressioni polinomiali per determinare gli esponenti di Fourier [21]

6.1 Validazione

Delle equazioni polinomiali di terzo grado sono state determinate al fine di determinare facilmente i valori degli esponenti di Fourier, come mostrato in tabella 6.1. I risultati ottenuti sono validati tramite il confronto con i valori tabulati presi dal lavoro di Mills (1995) p.173 [23], come mostrato in figura 6.5.



Figura 6.5 - Validazione degli esponenti di Fourier calcolati con le equazioni polinomiali. Le linee tratteggiate rappresentano gli andamenti delle polinomiali, i punti rappresentano i dati di Mills (1995) [23].

Partendo dalla determinazione, mediante le polinomiali di terzo grado, degli esponenti di Fourier (b_i) e risalendo ai rispettivi autovalori (λ_i^2), è possibile determinare i fattori di ritardo necessari per la soluzione dell'approssimazione al primo termine della serie di Fourier, come mostrato in tabella 6.2.

Geometry	Root function λ_i	a _c	a _{x/R}	am
Inf. Plate	$Bi = \lambda_i tan \lambda_i$	$\frac{2sin\lambda_i}{\lambda_i + sin\lambda_i cos\lambda_i}$	$a_c \cdot \cos\left(\lambda_i \frac{x}{L}\right)$	$a_c \cdot \frac{\sin(\lambda_i)}{\lambda_i}$
Inf. Cylinder	$Bi = \frac{\lambda_i J_1(\lambda_i)}{J_0(\lambda_i)}$	$\frac{2J_1(\lambda_1)}{\lambda_i(J_0^2(\lambda_i)+J_1^2(\lambda_i))}$	$a_c \cdot J_0\left(\lambda_i \frac{x}{R}\right)$	$a_c \cdot 2 \frac{J_1 \lambda_i}{\lambda_i}$
Sphere	$Bi = 1 - \lambda_i cot \lambda_i$	$\frac{2(\sin\lambda_i - \lambda_i \cos\lambda_i)}{\lambda_i - \sin\lambda_i \cos\lambda_i}$	$a_c \cdot \frac{\sin\left[\lambda_i\left(\frac{x}{R}\right)\right]}{\lambda_i\left(\frac{x}{R}\right)}$	$a_c \cdot 3 \frac{\sin(\lambda_i) - \lambda_i \cos(\lambda_i)}{\lambda_i^3}$

Tabella 6.2

La validazione di questa procedura è rappresentata graficamente attraverso il confronto con i valori tabulati estrapolati dal lavoro di Mills (1995) p.173 [23], come mostrato nelle figure 6.6-6.7.

I fattori di ritardo graficati, si riferiscono all'andamento delle temperature quando si prende in considerazione il cuore degli alimenti (a_c) e quando invece si considera l'andamento delle temperature medie per l'intero volume degli alimenti (a_m).



Figura 6.6 – Validazione dei fattori di ritardo calcolati per le temperature al cuore (a_c), rispetto ai valori tabulati di Mills (1995) [23]



Figura 6.7 - Validazione dei fattori di ritardo calcolati per le temperature medie (a_m), rispetto ai valori tabulati di Mills (1995) [23]

Dalla validazione dei fattori di ritardo nelle figure 6.6 e 6.7, è evidente che la loro determinazione a partire dagli autovalori calcolati dalle equazioni riportate in tabella 6.1, porta ad una buona corrispondenza con i valori tabulati di Mills (1995) [23]. I coefficienti medi di variazione, CVRMSD (Coefficient of Variation of the Root Mean Squared Deviance), tra gli esponenti di Fourier ed i fattori di ritardo determinati con numero di Biot normalizzato e quelli proposti da Mills (1995) [23], sono dati dalla seguente equazione ed i valori sono riportati in tabella 6.3:

$$CVRMSD = \frac{1}{X_2} \sqrt{\sum_{t=1}^{n} \left(\frac{(x_{1,t} - x_{2,t})^2}{n}\right)}$$

	Fourier exponent (λ_1^2)	Lag factor center (a _c)	Lag factor mean (a_m)
Inf. Slab	0.0011	0.00033	0.00034
Inf. Cylinder	0.0043	0.00076	0.00082
Sphere	0.0059	0.0018	0.0017

Tabella 6.3 – Valori CVRMSD per gli esponenti di Fourier ed i fattori di ritardo [21]

I valori CVRMSD della tabella 6.3 mostrano che gli esponenti di Fourier e i fattori di ritardo derivati dal metodo del numero di Biot normalizzato, possono essere determinati con elevata precisione. Inoltre, anche i fattori di ritardo di posizione ($a_{x/R}$) possono anche essere calcolati con precisione con questo approccio, seguendo gli stessi passaggi fatti per gli altri due, a_c ed a_m .

6.2 Confronto con studi correlati

L'approccio del numero di Biot normalizzato preso in considerazione in questo lavoro viene confrontato con altri studi esistenti (Ramaswamy et al, 1982 [33]; Lacroix and Castaigne 1987 [18], and Ostrogorsky, 2009 [28]), citati nel capitolo precedente. Le equazioni proposte in questi studi sono riportate in tabella 6.4.

	Proposed equations
Ramaswamy et al. (1982)	
Infinite slab	$\lambda_1^2 = \frac{2.0738Bi}{(Bi+2)} + 0.2795 \arctan\left(\frac{Bi}{3}\right) - 0.02915 \arctan(5Bi) + 0.001171$
Infinite cylinder	$\lambda_1^2 = \frac{4.1093Bi}{Bi+2} + 1.2365 \arctan\left(\frac{Bi}{3}\right) - 0.1641 \arctan(2Bi) - 0.007762$
Sphere	$\lambda_{1}^{2} = \frac{4.0704Bi}{Bi+2} + 3.5560 \arctan\left(\frac{Bi}{3}\right) + 0.1781 \arctan\left(\frac{Bi}{8}\right) - 0.04036 \arctan(7Bi) + 0.002262$
Lacroix and Castaigne (1987)	
Infinite slab	$\begin{split} \lambda_1 &= 0.860972 + 0.312133(\ln(Bi)) + 0.007986(\ln(Bi))^2 \\ &- 0.016192(\ln(Bi))^3 - 0.001190(\ln(Bi))^4 \\ &+ 0.000581(\ln(Bi))^5 \end{split}$
Infinite cylinder	$\begin{split} \lambda_1 &= 1.257493 + 0.487941(\ln(Bi)) + 0.025322(\ln(Bi))^2 \\ & - 0.026568(\ln(Bi))^3 - 0.002888(\ln(Bi))^4 \\ & + 0.001078(\ln(Bi))^5 \end{split}$
Sphere	$\begin{split} \lambda_1 &= 1.573729 + 0.642906(\ln(Bi)) + 0.047859(\ln(Bi))^2 \\ & - 0.03553(\ln(Bi))^3 - 0.004907(\ln(Bi))^4 \\ & + 0.001563(\ln(Bi))^5 \end{split}$
Ostrogorsky (2009)	
Infinite slab	$\lambda_1 = \frac{\pi/2}{(1+2.62/Bi^{1.07})^{0.468}}$
Infinite cylinder	$\lambda_1 = \frac{2.4048}{(1+3.28/Bi^{1.125})^{0.446}}$
Sphere	$\lambda_1 = \frac{\pi}{(1+4.1/Bi^{1.18})^{0.4238}}$

Tabella 6.4

L'errore di predizione dei tre metodi riportati in tabella 6.4 e quello utilizzato in questo lavoro (Bi_{norm}) [21], viene calcolato con la seguente equazione e messo a confronto nei grafici mostrati nelle figure 6.8-6.10.

$$errore = \frac{\lambda_{1,calcolato}^2 - \lambda_{1,effettivo}^2}{\lambda_{1,effettivo}^2}$$



Figura 6.8 – Confronto tra gli errori di predizione per la lastra infinita [21]



Error of prediction, Fourier exponents (λ_1^2) infinite cylinders

Figura 6.8 – Confronto tra gli errori di predizione per il cilindro infinito [21]



Error of Fourier exponents (λ_1^2) prediction spheres

Figura 6.8 – Confronto tra gli errori di predizione per la sfera [21]

Dai grafici sopra riportati è evidente come tutti i metodi restituiscano una buona accuratezza nei risultati per Bi<10, con un errore di predizione complessivo minore del 2%.

Lo studio di Lacroix e Castaigne (1987) [18] non è adatto per numeri di Biot elevati (10-100), a causa dell'elevato errore di predizione.

Ramaswamy et al. (1982) [33] è lo studio che restituisce la migliore accuratezza dei risultati, con un errore complessivo massimo inferiore all'1%.

Per il metodo del numero di Biot normalizzato utilizzato in questo lavoro, l'errore complessivo massimo, per tutte le geometrie elementari, è inferiore al 2%.

7. Soluzioni per numeri di Fourier piccoli

Nella seguente sezione viene riportata una soluzione al problema di accuratezza che i modelli di predizione di scambio termico convettivo presentano per Fo<0,2 (Martin Gram Christensen, Jens Adler-Nissen) [20]

Per modellare analiticamente i processi di scambio termico convettivo per numeri di Fourier piccoli (Fo<0,2), tradizionalmente le soluzioni sono: utilizzare grafici come quelli di Heissler (1947) (figura 5.2); utilizzare la serie completa di Fourier (equazione 4.3); utilizzare soluzioni numeriche.

Nell'industria alimentare, tuttavia, ci si limita all'applicazione della serie di Fourier approssimata al primo termine ed utilizzando metodi grafici per la risoluzione del problema per le fasi iniziali dei processi di scambio termico (Fo<0,2). A tal proposito, di seguito verranno presentate equazioni di facile utilizzo e che siano affidabili anche per Fo<0,2, evitando così l'utilizzo di grafici come è solito fare nelle procedure standard.

7.1 Metodologia

È stato utilizzato un programma freeware R (R Developement Core Team 2008), in cui vengono forniti 100 termini, per trovare la soluzione esatta alla serie completa di Fourier (equazione 4.3) (Martin Gram Christensen, Jens Adler-Nissen) [20]. La differenza tra la soluzione a 100 termini e la soluzione a 1 termine (residuo) viene quindi valutata per sedici numeri di Biot (0,1; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1; 2; 4; 6; 8; 10; 20; 30; 40; 50; 100), per le tre geometrie elementari (lastra infinita, cilindro infinito, sfera). Dato la differenza tra la soluzione a 1 termine e la soluzione a 100 termini ha solo un significato pratico a Fo <0,2 l'analisi di essa è condotta per l'intervallo 0 <Fo <0,2.

Seguendo la procedura di Ramaswamy e Shreekanth (1999) [34], una soluzione approssimata alla serie intera si ottiene dividendola nel primo termine meno uno residuo (ε), dove ε rappresenta la differenza tra il primo termine della serie e la serie completa:

$$\Omega = a_1 e^{-\lambda_1^2 F o} - \varepsilon \tag{7.1}$$

$$\varepsilon = \Delta \Omega = (a_1 e^{-\lambda_1^2 Fo} - \sum_{i=1}^{\infty} a_i e^{-\lambda_1^2 Fo})$$
(7.2)

Il metodo rappresentato dall'equazione 7.1 viene riportato graficamente in figura 7.1, dove Ω è descritto in funzione di Fo, con 0<Fo<0,2, per una geometria sferica avente Bi=4.



Figura 7.1 – Rappresentazione grafica dell'equazione 7.1 [20]

7.2 Temperatura al cuore e formulazione delle equazioni

Il logaritmo naturale del residuo ($\varepsilon = \Omega_{1 \text{ term}} - \Omega_{100 \text{ terms}}$), viene studiato in funzione di numeri di Fourier piccoli (0<Fo<0,2) [20]. In figura 7.2 esso viene graficato per una sfera avente Bi=4.

Dato che l'obiettivo, per Fo=0, è avere ε uguale alla differenza tra la soluzione a un termine e quella della serie completa dell'equazione del trasferimento di calore, l'intercetta nella regressione è forzata a ln(a_{c,1}- 1), dove a_{c,1} viene determinato, per le geometrie elementari, come riportato in tabella 6.2.



Residual plot Bi=4, Sphere

Figura 7.2

L'equazione della regressione (7.3) [20] descrive l'andamento di ε durante tutto il tempo di processo (Fo):

$$ln\varepsilon = \alpha_{Bi}Fo + ln(a_{c,1} - 1) \tag{7.3}$$

Tutte le regressioni sono riportate nelle tabelle 7.1, 7.2 e 7.3 [23] rispettivamente per lastra infinita, cilindro infinito e sfera.

Bi	a _{c,1}	λ	intercept In (a _{c1} -1)	Coefficient (α)	Bi	a _{c,1}	λ	Intercept In (a _{c,1} -1)	Coefficient (α)
0.1	1.016	0.133	-4.135	-8.813	6	1.248	1.349	-1.394	-14.305
0.2	1.031	0.433	-3.474	-8.920	8	1.257	1.398	-1.359	-15.133
0.4	1.058	0.593	-2.847	-9.201	10	1.262	1.429	-1.339	-15.714
0.6	1.081	0.705	-2.513	-9.594	20	1.270	1.496	-1.309	-17.158
0.8	1.102	0.791	-2.283	-9.712	30	1.272	1.520	-1.302	-17.678
1	1.119	0.860	-2.129	-10.107	40	1.272	1.533	-1.302	-18.179
2	1.180	1.077	-1.715	-11.119	50	1.273	1.539	-1.298	-18.174
4	1.229	1.265	-1.474	-13.101	100	1.273	1.555	-1.298	-18.712

Tabella 7.1 – Coefficienti di regressione (α) ed intercetta ln($a_{c,1}$ -1) per i numeri di Biot testati per la lasta infinita [23]

Bi	a _{c,1}	λ1	intercept In	Coefficient	Bi	a _{c,1}	λ1	Intercept In	Coefficient
			(a _{c,1} -1)	(α)				(a _{c,1} -1)	(α)
0.1	1.025	0.442	-3.689	-12.09	6	1.526	2.049	-0.642	-19.63
0.2	1.049	0.617	-3.016	-12.36	8	1.553	2.128	-0.592	-20.78
0.4	1.094	0.869	-2.364	-12.91	10	1.568	2.179	-0.566	-21.62
0.6	1.135	1.018	-2.002	-13.47	20	1.593	2.288	-0.523	-23.49
0.8	1.173	1.149	-1.754	-13.82	30	1.598	2.326	-0.514	-24.38
1	1.208	1.256	-1.570	-14.11	40	1.600	2.345	-0.511	-24.81
2	1.338	1.599	-1.085	-15.86	50	1.601	2.357	-0.509	-25.06
4	1.470	1.908	-0.755	-18.10	100	1.602	2.381	-0.507	-25.69

Tabella 7.2– Coefficienti di regressione (α) ed intercetta ln($a_{c,1}$ -1) per i numeri di Biot testati per il cilindro infinito [23]

Bi	a _{c,1}	λ1	intercept In (a _{c,1} -1)	Coefficient (α)	Bi	a _{c,1}	λ1	Intercept In (a _{c,1} -1)	Coefficient (α)
0.1	1.030	0.542	-3.507	-16.79	6	1.834	2.654	-0.182	-25.64
0.2	1.059	0.759	-2.830	-17.89	8	1.892	2.765	-0.114	-27.16
0.4	1.116	1.052	-2.154	-18.31	10	1.925	2.836	-0.078	-28.21
0.6	1.171	1.264	-1.766	-18.52	20	1.978	2.986	-0.022	-31.01
0.8	1.224	1.432	-1.496	-18.58	30	1.990	3.037	-0.010	-32.03
1	1.273	1.570	-1.298	-19.19	40	1.994	3.063	-0.006	-32.71
2	1.479	2.029	-0.736	-20.89	50	1.996	3.079	-0.004	-33.10
4	1.720	2.456	-0.329	-23.67	100	1.999	3.110	-0.001	-33.78

Tabella 7.3 – Coefficienti di regressione (α) ed intercetta ln($a_{c,1}$ -1) per i numeri di Biot testati per la sfera [23]

I coefficienti α vengono determinati con la seguente relazione [20]:

$$\alpha = -(\lambda_1 \ln(Bi) + C) \tag{7.4}$$

Dove λ_1 rappresenta l'autovalore della root function della geometria elementare corrispondente, calcolabile dalle relazioni riportate in tabella 6.1, e C è una costante dipendente dalla geometria.

I coefficienti di regressione, predetti con l'equazione 7.4, sono riportati nelle tabelle 7.1, 7.2 e 7.3 e graficati per la lastra infinita, il cilindro infinito e la sfera, rispettivamente nelle figure 7.3, 7.4 e 7.5 [20].



Figura 7.3 - Coefficiente di regressione per la lastra infinita, predetto con l'equazione 7.4 (linea tratteggiata) [20]



Figura 7.4 - - Coefficiente di regressione per il cilindro infinito, predetto con l'equazione 7.4 (linea tratteggiata) [20]



Figura 7.5 - - Coefficiente di regressione per la sfera, predetto con l'equazione 7.4 (linea tratteggiata) [20]

Inserendo l'equazione 7.4 nella 7.3, si ottiene:

$$ln(\varepsilon) = -(\lambda_1 ln(Bi) + C)Fo + (a_{c,1} - 1)$$
(7.5)

Invertendo la funzione logaritmica nell'equazione 7.5, si ottiene:

$$\varepsilon = (a_{c1} - 1)e^{-\lambda_1 \ln(Bi)Fo} e^{-CFo}$$
(7.6)

Semplificando l'espressione 7.6, si ottiene:

$$\varepsilon = (a_{c,1} - 1)Bi^{-\lambda_1 Fo} e^{-CFo}$$
(7.7)

Per le tre geometrie elementari, ossia lastra infinita, cilindro infinito e sfera, i coefficienti C valgono rispettivamente: 11,15 e 9 [20].

L'equazione 7.7 descrive l'andamento del residuo ε , ovvero esso tenderà a 0 al crescere del numero di Fourier mentre tenderà ad $a_{c,1}$ quando il numero di Fourier si avvicina a 0, in pieno accordo con la soluzione della serie completa di Fourier (4.3).

Gli input da inserire nella relazione, al fine di determinare l'andamento termico degli alimenti, sono riassunti in tabella 7.4.

Geometry	λ1	ac	a_m	С
Inf. plate Inf. cylinder	$Bi = \lambda_1 \tan \lambda_1$ $Bi = \frac{\lambda_1 J_1(\lambda_1)}{J_0(\lambda_1)}$	$\frac{\frac{2 \sin \lambda_1}{\lambda_i + \sin \lambda_1 \cos \lambda_1}}{\frac{2J_1(\lambda_1)}{\lambda_1(J_0^2(\lambda_1) + J_1^2(\lambda_1)}}$	$a_{c} \cdot \frac{\sin(\lambda_{i})}{\lambda_{i}} \\ a_{c} \cdot 2\frac{J_{1}\lambda_{i}}{\lambda_{i}}$	11 15
Sphere	$Bi = 1 - \lambda_1 \cot \lambda_1$	$\frac{2(\sin \lambda_1 - \lambda_1 \cos \lambda_1)}{\lambda_1 - \sin \lambda_1 \cos \lambda_1}$	$a_c \cdot 3 \frac{\sin(\lambda_i) - \lambda_i \cos(\lambda_i)}{\lambda_i^3}$	19

Tabella 7.4 – Riassunto degli input per la determinazione degli andamenti termici [20]

I valori di λ_1 , $a_{c,1} e a_{m,1}$, per diversi numeri Biot, sono presentati nella maggior parte dei libri di testo in funzione delle equazioni riassunte nella tabella 7.4, e come descritto nel capitolo 6, queste possono essere ricavate con buona precisione utilizzando l'adattamento polinomiale proposto nella tabella 6.1 e riportata di seguito nella tabella 7.5:

Geometry	Regression polynomials				
Inf. slab	$b = \lambda_1^2 = 1.1911 \cdot (Bi_{norm})^3 + 0.1878 \cdot (Bi_{norm})^2 + 1.0939 \cdot (Bi_{norm}) - 0.0037$				
Inf. cylinder	$b = \lambda_1^2 = 3.2595 \cdot (Bi_{norm})^3 + 0.3628 \cdot (Bi_{norm})^2 + 2.1878 \cdot (Bi_{norm}) - 0.0053$				
Sphere	$b = \lambda_1^2 = 6.2941 \cdot (Bi_{norm})^3 + 0.4877 \cdot (Bi_{norm})^2 + 3.1477 \cdot (Bi_{norm}) + 0.00073$				

Tabella 7.5 - Regressioni polinomiali per determinare gli esponenti di Fourier [20]

Anche le soluzioni per determinare λ_1 , $a_{c,1}$ e $a_{m,1}$ suggerite da Ramaswamy et al. (1982) [33] e Ostrogorsky (2009) [28] forniscono risultati accurati. Tuttavia, sono metodi più complessi ed equazioni meno "trasparenti".

Inserendo l'equazione 7.7 nella 7.1, si ottiene quindi [20]:

$$\Omega = a_{c,1}e^{-\lambda_1^2 F_o} - (a_{c,1} - 1)Bi^{-\lambda_1 F_o}e^{-CF_o}$$
(7.8)

Per migliorare la risposta per valori di Fo \leq 0,05 \div 0,08, dove l'equazione 7.8 tende a sovrastimare i valori previsti di Ω (figura 7.6), si applica il vincolo $\Omega \leq$ 1, dato che valori $\Omega \geq$ 1 sono fisicamente impossibili dato che non c'è generazione di calore all'interno degli alimenti [20].

Quindi:

$$\Omega = \left(\frac{T_s - T}{T_s - T_0}\right) = a_{c,1} e^{-\lambda_1^2 F o} - (a_{c,1} - 1) B i^{-\lambda_1 F o} e^{-CF o} \qquad [\text{dove } \Omega \le 1]$$
(7.9)

Esplicitando in funzione della temperatura al cuore, si ottiene:

$$T_{cuore} = -(T_s - T_0)a_{c,1}e^{\frac{-\lambda^2 \alpha t}{R^2}} + (T_s - T_0)(a_{c,1} - 1)Bi^{\frac{-\lambda \alpha t}{R^2}}e^{\frac{-C\alpha t}{R^2}} + T_s$$
(7.9.1)

7.3 Temperatura media e temperatura posizionale

Lo stesso identico procedimento descritto nel capitolo precedente, per le temperature del cuore dei prodotti, viene applicato alle temperature medie ed alle temperature posizionali (x/R), andando a sostituire alla 7.9.1 il fattore di ritardo $a_{c,1}$ con $a_{m,1}$ ed $a_{x/R,1}$, che sono rispettivamente i fattori di ritardo per la temperatura media e la temperatura posizionale.

Si ottiene quindi:

$$\Omega = a_{m,1} \cdot e^{-\lambda_1^2 \cdot Fo} - (a_{m,1} - 1) \cdot Bi^{-3 \cdot \lambda_1 \cdot Fo} \cdot e^{-C \cdot Fo}$$

$$(7.9.2)$$

$$\Omega = a_{(\frac{x}{R})} e^{-\lambda_1^2 F o} - (a_{(\frac{x}{R})} - 1) B i^{-3\lambda_1 F o} e^{-C F o}$$
(7.9.3)

Che esplicitate per la temperatura media e la temperatura superficiale, diventano rispettivamente:

$$T_{media} = -(T_s - T_0)a_{m,1}e^{\frac{-\lambda^2 \alpha t}{R^2}} + (T_s - T_0)(a_{m,1} - 1)Bi^{\frac{-3\lambda \alpha t}{R^2}}e^{\frac{-C\alpha t}{R^2}} + T_s$$
(7.9.4)

$$T_{sup} = -(T_s - T_0)a_x e^{\frac{-\lambda^2 \alpha t}{R^2}} + (T_s - T_0)(a_x - 1)Bi^{\frac{-3\lambda \alpha t}{R^2}}e^{\frac{-C\alpha t}{R^2}} + T_s$$
(7.9.5)

L'altra differenza, oltre ai fattori di ritardo, è l'esponente del numero di Biot che nelle ultime due equazioni trovate è più grande ($3\lambda_1Fo$) rispetto a quello per le temperature al cuore (λ_1Fo). Questo perché le serie approssimate al primo ordine per le temperature medie e per le temperature posizionali, convergono più rapidamente di quella per le temperature al cuore.

È da notare, tuttavia, che la predizione di andamenti termici per numeri di Fourier molto piccoli (Fo<0,04) non ha praticamente mai una grande rilevanza poiché la quasi totalità dei processi termici cui vengono sottoposti gli alimenti, hanno una durata ragionevolmente elevata tale da poter trascurare gli errori di predizione che si verificano nelle primissime fasi (Fo<0,04).

7.4 Validazione

Per validare le nuove equazioni (7.9 e 7.9.2), vengono confrontate con la soluzione dell'equazione (4.3) a numeri di Biot rappresentativi (1 e 10 per le temperature al cuore, 4 e 20 per le temperature medie del volume) [20]. La validazione è presentata in figura 7.6a-f per la temperatura centrale e figura 7.7a-f per la temperatura media del volume [20].



Figura 7.6a-f - Validazione della temperatura al cuore confrontando la soluzione a 1 termine dall'equazione 4.5 (linea intera), la soluzione esatta con 100 termini dell'equazione 4.3 (cerchietti) e la nuova equazione 7.8 (linea tratteggiata). La restrizione dell'equazione 7.9 (Ω <1) è inclusa nei grafici [20].



Figura 7.7a-f - Validazione della temperatura media del volume confrontando la soluzione a 1 termine dall'equazione 4.5 (linea intera), la soluzione esatta con 100 termini dell'equazione 4.3 (cerchietti) e la nuova equazione 7.9.2 (linea tratteggiata) [20].

La figura 7.6 mostra che l'equazione 7.8 (linea tratteggiata) generalmente sovrastima leggermente i valori di Ω per numeri di Fourier bassi. Includendo la restrizione ($\Omega \le 1$), l'equazione 7.9 restituisce una risposta precisa della temperatura al cuore, a tutti i numeri di Fourier. Per una durata del processo molto piccola (Fo<0.05) la penetrazione del calore risulterà piccola e quindi la risposta termica al cuore sarà trascurabile. Come mostrato nei grafici in figura 7.6a-f, l'equazione sviluppata (7.8) ha un buon adattamento con l'espansione in serie completa (4.3) a partire da un minimo di durata temporale dei processi di scambio termico (Fo>0,05).

I risultati della validazione della temperatura media del volume calcolata con l'equazione 7.9.2 sono presentati in figura 7a-f. Così come la temperatura al cuore, la precisione della previsione è buona anche con numeri di Fourier bassi come si può osservare nei grafici.

7.5 Osservazioni conclusive

Le equazioni 7.9, 7.9.2 e 7.9.3 [20] sono immediatamente implementabili su fogli di calcolo in cui possono essere risolte direttamente per qualsiasi scala temporale. I parametri di input necessari nei calcoli sono le proprietà termo-fisiche calcolate mediante il contenuto di macronutrienti (cap. 4.1.1), la geometria del prodotto, il coefficiente di scambio termico convettivo (cap. 4.1.2), il primo fattore di ritardo (a₁) e gli esponenti di Fourier (λ_1^2) (tabelle 6.1 e 6.2) e la costante C (11,15 e 9 rispettivamente per lastra infinita, cilindro infinito e sfera) per ciascuna delle 3 geometrie ideali.

Le equazioni proposte forniscono una buona precisione per la risposta termica al cuore e per la temperatura media del volume di geometrie elementari (lastre, cilindri, sfere), coprendo l'intero tempo di processo (Fo> 0) e tutti i numeri di Biot nell'intervallo 0,1<Bi<100.

Le variabili in input delle equazioni 7.9, 7.9.2 e 7.9.3 sono identiche a quelle necessarie per la serie di Fourier approssimata al primo termine per problemi di trasferimento di calore non stazionario (equazione 4.5) con l'aggiunta di una costante dipendente della geometria.

Le relazioni presentate possono essere applicate dagli utenti per la valutazione dell'andamento termico degli alimenti sottoposti a processi di trasferimento di calore, e sono direttamente implementabili su fogli di calcolo.
8. Implementazione su foglio di calcolo Excel

Come già ripetuto più volte, il presente lavoro si prefigge l'obiettivo di predire i processi di scambio termico tra gli alimenti e l'ambiente refrigerato in cui vengono posizionati, riuscendo in tal modo ad avere una predizione della loro storia termica, quando sono sottoposti a processi di abbattimento rapido di temperatura, senza l'ausilio di sensori di temperatura infilzati all'interno degli alimenti.

A tal proposito, nei capitoli precedenti sono state presentate delle relazioni matematiche (7.9.1, 7.9.4, 7.9.5) in grado di predire l'andamento delle temperature, in funzione del tempo, di alimenti sottoposti a processi di abbattimento rapido di temperatura.

Un altro aspetto importante di cui si è tenuto conto, è che le relazioni matematiche fossero di facile comprensione e che presentassero un numero minimo di input facilmente determinabili, in modo da poter implementare il tutto su fogli di calcolo "comuni" (Excel in questo caso) e svincolare quindi l'utenza dall'utilizzare software dedicati, non sempre di facile comprensione e a disposizione delle aziende.

A questo punto le relazioni 7.9.1, 7.9.4 e 7.9.5, sono state immesse su un foglio di calcolo Excel insieme a tutti gli input che andranno a nutrire le suddette relazioni.

Nello specifico gli input sono:

- Le informazioni relative alle proprietà termo-fisiche degli alimenti: vengono inseriti in un database tutti i dati riportati nella tabella 4.1.2. Successivamente, in funzione del prodotto preso in considerazione, vengono calcolate le sue proprietà termo-fisiche con le equazioni 4.1.1, 4.1.2, 4.1.3 e 4.1.4, che utilizzano a loro volta le informazioni riportate in tabella 4.1.1;
- La dimensione caratteristica del prodotto: in questo lavoro si è deciso di snellire ulteriormente la procedura di predizione dell'andamento termico negli alimenti, assimilandoli esclusivamente alle tre geometrie elementari ossia lastra piana infinita, cilindro infinito e sfera. Questo perché, da prove sperimentali fatte in laboratorio, si è notato che la dimensione che in assoluto influenza più di tutte la variazione di temperatura all'interno dei prodotti è, tra tutte, la distanza più breve che separa la superficie esterna dal cuore del prodotto, ossia metà dello spessore. Proprio per questa ragione, come input geometrici ci si è limitati alla considerazione della lastra piana infinita, del cilindro infinito e della sfera, aventi metà dello spessore (lastra) e raggio (cilindro e sfera) come dimensioni caratteristiche.
- Il coefficiente di scambio termico convettivo (h): lo scambio di energia termica, inteso come trasferimento convettivo di calore, tra il prodotto ed il mezzo circostante (aria) è guidato dal coefficiente di scambio termico convettivo h e dalla differenza di temperatura tra l'ambiente circostante e la superficie del prodotto. La determinazione più o meno precisa di h gioca un ruolo fondamentale in questa trattazione dato che da esso deriverà

un valore più o meno veritiero del numero di Biot. Il coefficiente h viene quindi determinato con la relazione 4.2.1.

- Numero di Fourier, numero di Biot normalizzato (Bi_{norm}), fattore di ritardo (a_{c,1}, a_{x/R,1} e a_m) ed esponente di Fourier (b₁): in prima istanza si determina in numero di Fourier (Fo) con la relazione 4.4. Successivamente si passa alla determinazione del numero di Biot (eq. 6.1) e si ottiene la sua normalizzazione tramite l'equazione 6.2. L'utilizzo del numero di Biot normalizzato è una strategia utilizzata in questa trattazione volta alla semplificazione dei calcoli di predizione. Successivamente si determina l'esponente di Fourier, relativo ad una determinata geometria elementare, attraverso il numero di Biot normalizzato. Infatti, b₁ viene scritto in funzione di Bi_{norm} attraverso delle regressioni polinomiali di terzo grado, in base alla geometria elementare. Quest'ultime sono riportate in tabella 6.1. Infine, dopo aver calcolato l'esponente di Fourier, si risale al coefficiente di ritardo desiderato tramite le relazioni riportate in tabella 6.2.
- *Temperatura circostante dell'ambiente refrigerato:* questo punto verrà trattato più nello specifico nel capitolo seguente.

8.1 Predizione temperatura aria in camera refrigerata

Dato che il modello matematico preso in considerazione in questo lavoro è un modello predittivo della storia termica degli alimenti, di fondamentale importanza sarà anche la predizione della temperatura del mezzo (aria) all'interno del vano, in quanto sarà il driver principale per il processo di scambio termico.

L'andamento della temperatura vano in funzione del tempo può essere descritto in modo piuttosto accurato da una funzione polinomiale di secondo grado:

$$T(t) = a_2 t^2 + a_1 t + a_0 \tag{8.1}$$

In cui T [°C] rappresenta la temperatura vano, t [s] il tempo espresso in secondi ed i termini a₂, a₁ ed a₀ sono i coefficienti della polinomiale. Per poter quindi costruire quest'ultima è necessario definire i coefficienti a₂, a₁ ed a₀. A tal proposito vengono definite tre coppie di valori:

In cui T₀, T₁ eT₂ rappresentano le temperature all'interno del vano rispettivamente agli istanti di tempo t₀, t₁ e t₂. I primi due istanti temporali vengono fissati rispettivamente a 180 secondi dall'inizio del ciclo di abbattimento, in modo da "stabilizzare" la temperatura in quanto molto reattiva nelle primissime fasi del ciclo, ed a 1200 secondi in modo da avere un giusto compromesso tra la necessità di avere una predizione immediata dell'andamento della temperatura ed una buona accuratezza di quest'ultima. Il tempo t₂ viene invece fissato a 18000 secondi, ossia un lasso di tempo sufficientemente grande in cui la temperatura vano arriverà sempre alla temperatura di termostatazione impostata.

Le relazioni che definiscono i tre coefficienti sono quindi:

$$a_0 = T_0 - \frac{t_0(T_1 - T_0)}{(t_1 - t_0)} - \frac{a_2 t_0(t_0^2 - t_1^2)}{(t_1 - t_0)} - a_2 t_0^2$$
(8.2)

$$a_1 = \frac{(T_1 - T_0)}{(t_1 - t_0)} + \frac{a_2(t_0^2 - t_1^2)}{(t_1 - t_0)}$$
(8.3)

$$a_{2} = \frac{(T_{2} - T_{0}) + \frac{t_{0}(T_{1} - T_{0})}{(t_{1} - t_{0})} - \frac{t_{2}(T_{1} - T_{0})}{(t_{1} - t_{0})}}{-\frac{t_{0}(t_{0}^{2} - t_{1}^{2})}{(t_{1} - t_{0})} - t_{0}^{2} + \frac{t_{2}(t_{0}^{2} - t_{1}^{2})}{(t_{1} - t_{0})} + t_{2}^{2}}$$
(8.4)

A questo punto, inserendo i coefficienti appena determinati nella polinomiale (8.1) e moltiplicando istante per istante per il tempo, si otterrà l'andamento della temperatura.

Dato che la temperatura di termostatazione impostata ad inizio ciclo, si raggiunge nella quasi totalità dei casi prima dei 18000 secondi di durata massima del ciclo, una volta che questo accade, la si mantiene costante fino alla fine del processo, salvo diverse indicazioni. Nella figura 8.1 viene riportato un esempio, in cui la linea verde rappresenta l'andamento della temperatura vano. Essa, dopo aver raggiunto relativamente presto la temperatura di termostatazione di -15 °C, si mantiene costante fino alla fine del periodo di osservazione.





8.1.1 Temperatura costante/variabile in camera refrigerata

A questo punto, dato che sono stati forniti tutti gli input necessari, è possibile andare a predire la storia termica dell'alimento preso in considerazione, andando ad inserire i valori di temperatura camera all'interno della 7.9.2 [20], nel caso si prenda in considerazione il cuore del suddetto alimento:

$$T_{cuore} = -(T_s - T_0)a_c e^{\frac{-\lambda^2 \alpha t}{R^2}} + (T_s - T_0)(a_c - 1)Bi^{\frac{-\lambda \alpha t}{R^2}}e^{\frac{-C\alpha t}{R^2}} + T_s$$
(8.1.1)

A questo punto si possono distinguere due casi, uno in cui si effettua un preraffreddamento della camera della macchina frigorigena fino alla temperatura di esercizio prima di iniziare il processo di abbattimento ed un altro in cui il processo inizia direttamente dalla temperatura ambiente.

Nel primo caso quindi, nella precedente relazione, T_s sarà un valore costante e con l'aumentare di t la T_{cuore} diminuirà secondo un certo andamento.

Nel secondo caso, invece, la T_s avrà un certo andamento nel tempo che si tradurrà in un processo di abbattimento dell'alimento più lento rispetto al primo caso. Trascorso quindi un certo lasso di tempo, il prodotto sarà stato sottoposto ad un campo di temperatura variabile. Per trovare un valore di T_s da poter inserire nella relazione precedente, e che tenga conto della sua variabilità nel tempo, esso è definito come la media mobile pesata di tutti i valori di temperatura vano che si sono succeduti prima dell'istante temporale preso in considerazione. Si è scelto questo tipo di media in modo da poter dare più "peso" alle temperature vano via via più basse in quanto più importanti per lo scambio termico rispetto alle temperature iniziali più alte. Essa è calcolata dividendo la somma di un certo gruppo di valori di temperatura vano moltiplicati per i relativi pesi, per il totale dei pesi stessi. Il denominatore è la somma di una progressione aritmetica dei pesi:

$$T_m = \frac{\sum_{i=2}^n w_i T_i}{S_n}$$
(8.1.2)

Con:

 $S_n = w_1 + w_2 + \ldots + w_n$

Dove T_m è media mobile pesata delle temperature vano ad un certo istante di tempo, T_i è la temperatura vano istantanea ed S_n è la somma aritmetica dei pesi w_i.

Ad ogni rilevazione di temperatura vano istantanea, che avviene ogni 30 secondi, viene assegnato il relativo peso, così definito:

$$w_i = 1,005 + \frac{\frac{(1,005 - 1,71)}{T_1}T_i + 3,21}{\frac{t_{tot}}{30}}$$

In cui T₁ rappresenta la prima rilevazione, ovvero dopo 30 secondi dalla partenza del ciclo di abbattimento, della temperatura vano, T_i è la temperatura vano per ogni incremento temporale di 30 secondi e t_{tot} è il periodo totale di osservazione, pari a 18000 secondi.

Inserendo la 8.1.2 nella 8.1.1, si ottiene la relazione che restituisce la temperatura cuore degli alimenti, nella condizione di temperature variabili di camera:

$$T_{cuore} = -(T_m - T_0)a_c e^{\frac{-\lambda^2 \alpha t}{R^2}} + (T_m - T_0)(a_c - 1)Bi^{\frac{-\lambda \alpha t}{R^2}}e^{\frac{-C\alpha t}{R^2}} + T_m$$

Per quanto riguarda le temperature superficiali invece, sia che ci si trovi nella condizione di preraffreddamento camera sia che si inizi il ciclo da temperatura ambiente, nella relazione che le determina viene sempre inserita la temperatura vano istantanea (T_s). Questo perché le superfici degli alimenti hanno una reattività alle variazioni di temperatura vano tale da non richiedere una media mobile pesata di quest'ultima.

Quindi la relazione per le temperature superficiali sarà:

$$T_{sup} = -(T_s - T_0)a_{\frac{x}{R}}e^{\frac{-\lambda^2 \alpha t}{R^2}} + (T_s - T_0)(a_{\frac{x}{R}} - 1)Bi^{\frac{-3\lambda \alpha t}{R^2}}e^{\frac{-C\alpha t}{R^2}} + T_s$$

Riassumendo tutto dal punto di vista grafico, si ottiene:



Figura 8.1.1

In cui l'andamento verde rappresenta la temperatura vano, quello rosso la temperatura superficiale ed in blu quello della temperatura cuore.

8.1.2 Implementazione Adaptive Control

Questa implementazione nasce dall'esigenza di evitare il congelamento superficiale di alcuni tipi di prodotto. Quindi l'obiettivo è far sì che la T_{sup} non scenda mai al di sotto dei 0 °C fintanto che la T_{cuore} arrivi ai 3 °C, come richiesto da normativa per i cicli di abbattimento.

Per ottenere questo risultato, partendo dalla relazione delle T_{sup} sopra definita, ogni volta che il valore della temperatura superficiale è prossimo ai 0 °C, si agirà o sul compressore o sulla ventilazione o su entrambi, al fine di aumentare la temperatura vano di un certo ΔT prestabilito. Questo processo dovrà essere reiterato n-volte fintanto che la T_{cuore} dell'alimento raggiunga i 3 °C.

Il calcolo dell'andamento della T_{cuore} è del tutto analogo a quanto descritto nel paragrafo precedente, con la sostanziale differenza che tenderà più lentamente ai 3 °C a causa di una temperatura media vano (T_m) più alta, dovuta ai vincoli imposti sopra descritti.

Graficamente si ottiene:



Figura 8.1.2

8.2 Osservazioni conclusive

Il lavoro di ricerca di relazioni matematiche (7.9.1, 7.9.4 3 7.9.5), facilmente implementabili su fogli di calcolo, per la predizione delle temperature all'interno degli alimenti, è stato pensato con l'obiettivo di una loro possibile implementazione su sistemi di controllo di macchine frigorigene. Questa pratica consentirebbe un controllo dinamico ed automatico della macchina frigorigena, di abbattitori di temperatura nello specifico di questo lavoro, in funzione proprio dell'evolversi delle temperature all'interno degli alimenti.

Una macchina frigorigena implementata con questo sistema di predizione richiederebbe come input solamente pochi dati, facilmente riscontrabili, e di cui solo una parte a carico dell'utente. Gli input che quest'ultimo deve fornire quindi, sarebbero: la tipologia di alimento che si intende raffreddare, la sua dimensione caratteristica utile al processo di scambio termico con l'ambiente refrigerato, ossia lo spessore e la sua temperatura all'avvio del ciclo di abbattimento. Gli ulteriori dati d'ingresso, che però verrebbero forniti automaticamente dall'abbattitore, sono le temperature della camera refrigerata in determinati istanti temporali. Nello specifico verrebbero rilevate le temperature della camera a 180 e 1200 secondi dall'avvio del ciclo di abbattimento ed infine si fissa un lasso temporale, sufficientemente ampio da poter tener conto anche dei cicli di abbattimento più "impegnativi", ad esempio 18000 secondi, cui la temperatura della camera deve tendere, ad esempio -15 °C. Date queste tre coppie di valori in ingresso, ciascuna costituita da un valore temporale ed il corrispettivo valore di temperatura, la relazione matematica restituisce una predizione dell'andamento della temperatura camera in funzione del tempo. Di fondamentale importanza è il fatto che l'andamento della temperatura camera così determinato sia già di per sé intrinsecamente dipendente dal carico termico introdotto all'interno della camera refrigerata, che a sua volta è proporzionale alla quantità di alimenti introdotta in camera. Questo fa sì che all'utente non venga richiesto il peso totale del carico immesso in camera all'avvio del ciclo di abbattimento di temperatura

Questa metodologia di abbattimento della temperatura consentirebbe di sapere in anticipo il tempo necessario ad un alimento per raggiungere una temperatura desiderata, agevolando così anche l'organizzazione del lavoro da parte dell'utente.

Un ulteriore beneficio a favore dell'utente è quello che, qualora quest'ultimo non sia intenzionato ad usare la sonda sensore di temperatura, necessaria nei cicli di abbattimento classici per rilevare la temperatura degli alimenti, la macchina frigorifera effettuerà un ciclo di abbattimento ottimizzato per l'alimento preso in considerazione e quindi esso terminerà solo quando quest'ultimo avrà raggiunto la temperatura desiderata. Questo vorrebbe dire svincolare l'utente dall'impostare cicli manuali dettati esclusivamente dalla propria esperienza ma che potrebbero portare da un lato a non raggiungere le temperature interne all'alimento richieste, con conseguente deterioramento precoce delle proprietà organolettiche di quest'ultimo, o dall'altra parte utilizzare temperature e tempistiche non idonee, andando incontro a consumi energetici eccessivi e non richiesti. Il modello matematico di predizione è in grado di farlo non solo per il cuore del suddetto alimento ma per qualsiasi posizione all'interno di esso e quindi anche per la superficie esterna. Questo è un plus che può essere utilizzato in tutti quegli alimenti che mal sopportano temperature superficiali troppo basse, in particolare al di sotto degli 0 °C.

A tal proposito, le temperature determinate tramite la relazione matematica vengono confrontate, ad intervalli di tempo regolari di 30 secondi, con un parametro di riferimento equivalente ai suddetti 0 °C. Nel momento in cui tale confronto darà esito positivo, ovvero quando la temperatura superficiale dell'alimento preso in considerazione sarà inferiore o uguale ai 0 °C, la macchina frigorifera provvederà a modificare i propri parametri di processo al fine di evitare il congelamento superficiale. La modifica di tali parametri si tradurrà o in una variazione della temperatura di termostatazione della camera, alzandola di un certo delta T prestabilito, o in una variazione della portata d'aria elaborata dalla/le ventola/le, diminuendo quindi la velocità dell'aria all'interno della camera, o da entrambe le cose contemporaneamente. Questo processo, infine, verrà reiterato un numero di volte tale da permettere alla temperatura al cuore dell'alimento di raggiungere la temperatura desiderata.

9. Cenni sul processo di scongelamento degli alimenti

I processi di abbattimento e surgelazione sono strumenti fondamentali per garantire una conservazione sicura e duratura degli alimenti, anche di quelli più facilmente deperibili come carni e verdure. L'utilizzo di temperature negative, infatti, permette di rallentare di molto l'attività di gran parte dei microrganismi (patogeni e non) presenti negli alimenti che sono i primi responsabili del deperimento dell'alimento stesso, e di conseguenza permette di allungare notevolmente i tempi della loro conservazione. Per quanto essenziale sia il surgelamento, tuttavia da solo non garantisce la totale sicurezza dell'alimento.

Esso è infatti solo una faccia della stessa medaglia, in quanto di fondamentale importanza è anche il processo di scongelamento successivo, al fine di garantire la qualità e sicurezza degli alimenti.

Una volta terminata la fase di conservazione a temperature negative, l'alimento va incontro ad una serie di modifiche che, se incontrollate, possono generare un prodotto pericoloso. Infatti, appena comincia la fase di scongelamento riprende anche la fase di deperimento dell'alimento, in quanto riprende la proliferazione e l'attività batterica che nella fase di congelamento era stata solo rallentata e non annullata.

Una complicanza nel discorso sulla salubrità e qualità degli alimenti da scongelare, risiede nella durata del processo di scongelamento. Essa, infatti, a differenza di abbattimento e congelamento, è un processo decisamente più lento. Questo perché durante lo scongelamento si forma sulla superficie, e poi via via negli strati esterni del prodotto, uno strato di acqua liquida. Poiché la conducibilità termica dell'acqua è minore di quella del ghiaccio (k_{acqua}=0,480 W/mK; k_{ghiaccio}=2,210 W/mK), durante lo scongelamento la massa congelata è portata abbastanza velocemente ad una temperatura di poco inferiore ai 0 °C, ma in seguito la quantità di calore necessario allo scongelamento viene trasmessa lentamente attraverso lo strato acquoso che si è formato all'esterno.



Durante questo tempo il prodotto rimane a 0 °C, il che è sfavorevole perché: il prodotto è esposto a concentrazioni elevate di soluti, i cristalli di ghiaccio si ingrandiscono, lo sviluppo di microrganismi psicrofili è facilitato dalla ricchezza dell'essudato in composti nutritivi.

Ed è per questi motivi che, quando è possibile, è preferibile scongelare rapidamente. Ciò è abbastanza semplice ad esempio per le verdure, che possono essere direttamente immerse in

acqua bollente o per pezzi di carne di piccole dimensioni, che possono essere cotte senza scongelamento preliminare.

È meno facile invece, ad esempio, per pezzature di carne di grandi dimensioni. In questo caso, infatti, a causa delle diverse conducibilità termiche dell'acqua prima descritte e imposto il vincolo stringente di temperature superficiali del prodotto basse, nell'intorno dei 5 °C, si deve ricorrere a processi di scongelamento a basse temperature. Questo fa sì che la quantità di energia termica scambiata tra prodotto ed ambiente circostante nell'unità di tempo sia decisamente ridotta, rendendo così il processo di scongelamento di prodotti di grossa pezzatura molto lunghi. Generalmente, quindi, quando ci si trova in questa condizione, si ricorre ad uno scongelamento in frigo a temperature ≤10 °C.

Uno spunto per un lavoro futuro potrebbe essere quello di applicare il modello di predizione descritto precedentemente, anche al processo di scongelamento. Essendo il modello in grado di predire anche le temperature superficiali dei prodotti, si potrebbe configurare un processo di scongelamento automatico a temperature relativamente elevate che minimizzino la durata del processo stesso, rispettando però il vincolo di temperatura superficiale dei prodotti.

Per fare quanto descritto però è necessario ampliare lo studio sul modello matematico di predizione, in quanto quello riportato in questo lavoro funziona solo per temperature positive, non essendo predisposto alla modellazione del passaggio di stato dell'acqua.

10. Validazione sperimentale su prodotti reali

La validazione dei risultati di predizione del modello matematico presentato in questo lavoro è stata effettuata tramite confronto con le prove sperimentali su prodotti alimentari di diverso genere, sottoposti a processi di abbattimento rapido di temperatura.

La validità del modello matematico, oggetto di indagine, è stata verificata tramite la comparazione delle simulazioni effettuate sulle diverse tipologie di alimenti con i rilievi sperimentali effettuati sugli stessi. Le prove sperimentali sono state effettuate presso il laboratorio di ricerca e sviluppo dell'azienda Sagi Spa.

L'azienda Sagi nasce nel 1980 ad Ascoli Piceno e ad oggi è riconosciuta, in Italia ed all'estero, come sinonimo di refrigerazione professionale affidabile, performante, dal design robusto e funzionale, attento alla massima qualità.

Le attrezzature Sagi sono progettate, sviluppate e prodotte per lavorare nelle cucine professionali di ristoranti, hotel, mense, pasticcerie, gelaterie, snack bar di tutto il mondo, garantendo soluzioni innovative capaci di combinare prestazioni con ridotti consumi energetici e massimo rispetto per l'ambiente.

Armadi frigoriferi, basi refrigerate, abbattitori e surgelatori rapidi di temperatura, banchi pizza, vetrine refrigerate da esposizione... sono realizzati in Italia nello stabilimento di Ascoli Piceno della Angelo Po Grandi Cucine S.p.A. con socio unico.

Angelo Po è parte di Marmon Foodservice Technologies, gruppo della Holding statunitense Berkshire Hathaway Inc, e opera su scala mondiale.

Le rilevazioni delle temperature durante le prove sperimentali condotte in laboratorio sono state acquisite attraverso delle termocoppie collegate ad un *data logger* YOKOGAWA per la registrazione nel tempo dei dati rilevati. Nello specifico, sono stati utilizzati cavi di termocoppia a metallo comune ferro (+)/costantana (Cu-Ni) (-) della TERSID modello TEX/TEX-30-JJ (figura 10), con le seguenti specifiche:

- Conduttore: monotrefolo
- Isolamento: in Teflon FEP (- 200/ + 200°C)
- Coppia parallela
- Diametro dei conduttori: 0,25 mm (30 AWG)
- Dimensioni esterne: 1,2 x 1,8 mm
- Incertezza: 0,12 °C per campo di misura -80°C ÷ 250°C



Figura 10 – Cavi di termocoppia

Per l'acquisizione dati è stato utilizzato un data logger della YOKOGAWA modello GP20 (figura 10.1).



Figura 10.1 – Data logger YOKOGAWA

È stato utilizzato un abbattitore/surgelatore di temperatura come macchina frigorigena per la conduzione delle prove sperimentali, messo a diposizione dalla stessa azienda Sagi.

Nello specifico è stato utilizzato un abbattitore/surgelatore, avente codice commerciale IF51M, con le seguenti caratteristiche tecniche:

- Struttura monocorpo, esterno ed interno in acciaio inox AISI 304. Porta, fianchi, cruscotto e top satinati. Finitura Scotchbrite.
- Coibentazione con iniezione di poliuretano espanso, spessore 55 mm, densità 40kg/m³, senza utilizzo di CFC.
- Camera di raffreddamento con angoli arrotondati e foro scarico condensa sul fondo.
- La camera di raffreddamento può accogliere teglie GN 1/1 e/o teglie EN 60x40
- Telaio porta teglie (n. 5) smontabile realizzato in filo d'acciaio inox AISI 304 a 5 posizioni, passo 66.5 mm.
- Piano di lavoro alto 80 mm, realizzato in acciaio inox AISI 304, con scheda comandi sul fronte.
- Porta con profili riscaldati automaticamente e dotata di maniglia esterna in acciaio inox a tutta altezza, a doppia presa.
- Grado di protezione IP24.
- Batteria di scambio evaporante rame alluminio protetta contro l'ossidazione.
- Fluido refrigerante: R452A.
- Pannello di protezione ventole incernierato ed apribile per permettere facile accessibilità all'evaporatore e motoventilatore durante le operazioni di pulizia.
- Funzionamento interno cella con ventilazione forzata non diretta sull'alimento.
- Controllo temperatura evaporazione mediante valvola termostatica.
- Sbrinamento elettrico.
- Potenza frigorifera: 1054 W, in condizione ASHRAE LBP, alla temperatura di evaporazione di -23,3°C, condensazione di +54,4°C.
- Raffreddamento ad aria.
- Temperatura di funzionamento esterna +32°C. Classe Climatica 4, temperatura ambiente 30°C con umidità relativa 55%.
- Condensatore munito di doppia ventola di funzionamento.
- Accessibilità dal fronte dell'apparecchio a tutti gli organi funzionali e di controllo.
- Bacinella in plastica posta sul fondo esterno al fine di favorire il deposito dell'acqua di sbrinamento.
- USB per aggiornamento software e scarico dati HACCP.
- Piedi in acciaio inox regolabili in altezza da 75 a 108 mm.
- Dimensioni esterne: 74,5 x 72 x 90 cm.
- Dimensioni interne: lunghezza 62 x profondità 60 x altezza 37 cm

In figura 10.1, infine, sono visibili gli apparati del laboratorio Sagi utilizzati per l'acquisizione dei dati sperimentali.



Figura 10.1 – Apparecchiatura laboratorio Sagi

Gli alimenti sui quali sono state condotte le prove sono:

- Carne bovina, confezionata in blocchi di forma parallelepipeda rettangolare con spessore di circa 80 mm.
- Cosce di pollo, confezionate in blocchi di forma parallelepipeda rettangolare con spessore di circa 30-35 mm.
- Purea di patate, disposto in teglie di alluminio rettangolari con uno spessore di 40 mm.
- Mele, all'incirca tutte della stessa taglia, aventi un diametro medio di circa 70 mm.

10.1 Protocollo sperimentale utilizzato

Il protocollo sperimentale messo a punto e utilizzato per lo svolgimento della prova di abbattimento rapido sulle diverse tipologie di alimenti è il seguente:

- Posizionamento dell'alimento su di una teglia di alluminio e riscaldamento fino ad una certa temperatura al cuore, all'interno di un forno messo a disposizione nel laboratorio;
- Raggiungimento della temperatura al cuore desiderata, estrazione della/le teglia/e dal forno e posizionamento delle termocoppie all'interno dell'alimento. Più specificatamente una termocoppia posizionata al cuore del prodotto ed un'altra a circa 2 mm dalla superficie esterna dello stesso;
- Posizionamento di una termocoppia all'interno della camera refrigerata, in una posizione all'incirca baricentrica della stessa;

- Posizionamento dell'alimento, precedentemente munito di termocoppie, all'interno dell'abbattitore di temperatura;
- Avvio del ciclo di abbattimento rapido di temperatura;
- Inserimento degli input del modello matematico di predizione sul foglio di calcolo Excel;
- Rilevazione tramite data logger della temperatura camera refrigerata a 180 secondi e 1200 secondi dall'avvio del ciclo di abbattimento ed inserimento di tali valori sul foglio di calcolo Excel;
- Acquisizione delle misure delle temperature nell'alimento ogni 30 secondi, per un periodo di osservazione tale che il cuore del prodotto raggiunga la temperatura di 3 °C.

10.1.1 Prova sperimentale su carne bovina

È stata condotta una prova di abbattimento rapido di temperatura su "blocchi" di carne bovina aventi spessore di circa 80 mm.

In figura 10.1.1 viene mostrato il set up della prova presa in considerazione:



Figura 10.1.1 – Set up della prova di abbattimento della carne bovina

Sono stati quindi forniti degli input al foglio di calcolo affinché, attraverso le relazioni descritte nei paragrafi precedenti, fornisca tutti i dati di cui il modello predittivo ha bisogno per poter funzionare correttamente. Nello specifico, gli input sono:

1. Tipologia di alimento da processare con le relative frazioni in massa dei macrocostituenti;

- 2. Dimensione caratteristica del prodotto, ovvero metà dello spessore;
- 3. Distanza presa a partire dal cuore dell'alimento (38 mm in questa trattazione);
- 4. Temperatura iniziale al cuore dell'alimento;
- 5. Temperatura finale al cuore dell'alimento;
- 6. I valori della temperatura all'interno della camera refrigerata rispettivamente dopo 180 e 1200 secondi dall'inizio del ciclo di abbattimento rapido e la temperatura di termostatazione camera, impostata sull'abbattitore ad inizio ciclo, cui la temperatura di camera deve tendere dopo un periodo più o meno prolungato (impostato a 18000 secondi in questo caso).

In figura 10.1.2 vengono mostrati i dati del punto 1 riportati sul foglio di calcolo:

	Water (%)	Protein (%)	Fat (%)	Carbohydrate (%)	Fiber (%)	Ash (%)
Food item	X _{wo}	Xp	Xf	Xc	X _{fb}	Xa
Beef	57,26	17,32	24,05	0	0	0,81

Figura 10.1.2 – Macronutrienti dell'alimento processato

In figura 10.1.3 vengono mostrati i dati dei punti 2, 3, 4 e 5 riportati sul foglio di calcolo:

Final core temperature	T _f [K]	3
Position within the body	x [m]	0,038
Characteristic dimension(half thickness)	R [m]	0,04
Initial core temperature	T₀ [K]	56,1230

Figura 10.1.3 – Temperatura iniziale e finale al cuore del prodotto, dimensione caratteristica e distanza dal cuore

In figura 10.1.4 vengono mostrati i dati del punto 6 riportati sul foglio di calcolo:

	VANO
t [s]	T [°C]
180	1,7
1200	-12,5
18000	-15

Figura 10.1.4 – Andamento temperatura all'interno della camera refrigerata

Una volta forniti gli input riportati nei punti precedenti, il foglio di calcolo restituirà i dati necessari al modello predittivo per funzionare correttamente e restituire quindi gli andamenti di temperatura in funzione del tempo di abbattimento. Nella figura 10.1.5 vengono mostrati i dati sopra citati:

1280	ṁ [m³/h]	Air flow rate
141,4556872	Nu [-]	Nusselt number
37650,59871	Re [-]	Reynolds number
5,688888889	V [m/s]	Airflow velocity
0,022910475	k _a [W/mK]	Air thermal conductivity
1,20878E-05	v _a [m²/s]	Air kinematic viscosity
29,56174925	Т _М [К]	Average body temperature
1,45631E-07	α [m²/s]	Thermal diffusivity
1026,150617	ρ [kg/m³]	Density
40,51021232	h [W/m²K]	Surface heat transfer coefficient
0,410974172	/ k [W/mK]	Thermal conductivity
2750,103024	c _p [J/kgK]	Specific heat capacity
-14,527	re T _s [K]	Surrounding average temperatu
1,002124756	Fo	Fourier number
3,942847517	Bi	Biot number
0,797687467	Bi _{norm}	Normalized Biot number

Geometry	Fourier exponent - λ	Fourier exponent - b= λ^2	Centre lag factor - a $_{\rm c}$	Positional lag factor - a (x/R)	Volume average lag factor - a $_{\rm m}$	Coefficient
Infinite slat	1,262146471	1,593013714	1,2250377	0,41452102	0,9256938	11
Infinite cylinde	r 1,904037282	3,625357971	1,471222942	0,450530505	0,897092323	15
Sphere	2,452955722	6,016991772	1,71600774	0,489312455	0,880645002	19

Figura 10.1.5 – Input modello predittivo

Nelle figure 10.1.6 e 10.1.7 si mostrano i grafici in cui vengono messi a confronto gli andamenti delle temperature al cuore ed a 38 mm dal cuore verso la superficie esterna del campione di carne bovina rilevate durante la prova in laboratorio, con quelli stimati dal modello matematico fin qui presentato ed i relativi errori di misura, determinati con la teoria della propagazione degli errori, generati dall'incertezza degli strumenti di misura utilizzati:





Figura 10.1.6 – Confronto tra andamenti di temperatura al cuore misurata e stimata (in alto). Errori di misura determinati con la teoria della propagazione degli errori (in basso).





Figura 10.1.7 - Confronto tra andamenti di temperatura al cuore misurata e stimata (in alto). Errori di misura determinati con la teoria della propagazione degli errori (in basso).

10.1.1.1 Discussione risultati

Nella prova di abbattimento condotta in laboratorio, si è registrato un passaggio da 56 °C a 3 °C della temperatura al cuore del campione di carne bovina in 11190 secondi, mentre il tempo stimato dal modello matematico, per il medesimo salto di temperatura, è stato di 11010 secondi, con un errore di previsione in difetto, quindi, di 180 secondi o dell'1,6%. Il valore finale di temperatura di 3 °C è soggetto ad un intervallo di incertezza di ± 0,98 °C.

Nella medesima prova di abbattimento, si è registrato un passaggio da 52 °C circa a 0 °C (si ricorda che il modello matematico presentato è attendibile solo per temperature positive in quanto non tiene conto del cambiamento di fase) della temperatura a 2 mm dalla superficie esterna del campione di carne bovina in 9270 secondi, mentre il tempo stimato dal modello matematico, per il medesimo salto di temperatura, è stato di 5790 secondi, con un errore di previsione in difetto di 3480 secondi o del 37,5%. Il valore finale di temperatura di 0 °C è soggetto ad un intervallo di incertezza di ± 0,73 °C.

Nei precedenti grafici sono rappresentate sia le temperature stimate con il metodo matematico implementato sul calcolatore Excel sia le temperature misurate dalle termocoppie posizionate all'interno del campione di carne bovina. Come si può evincere dai grafici, è stato ottenuto un buon accordo tra i rilievi sperimentali e le temperature stimate per quanto riguarda il cuore del prodotto. Al contrario, il confronto tra le temperature superficiali misurate e stimate non ha dato esito soddisfacente. I motivi dell'esito negativo della prova risiedono probabilmente in un non corretto posizionamento della termocoppia e dall'eccessivo schermaggio al trasferimento di calore da parte del materiale adesivo utilizzato per fissare la termocoppia sul campione. L'andamento della temperatura misurata, riportato nel grafico in figura 10.1.7, confermerebbe queste ipotesi in quanto avente un andamento eccessivamente "lineare" trattandosi di temperature a solo 2 mm

dalla superficie esterna del prodotto che oltretutto è sottoposto ad un notevole gradiente termico con l'ambiente circostante.

Quindi, da questa prima prova sperimentale, è stata confermata la bontà del modello matematico presentato per la temperatura cuore del campione in esame mentre sono da considerarsi non attendibili le rilevazioni della temperatura superficiale.

10.1.2 Prova sperimentale su purea di patate

È stata condotta una prova di abbattimento rapido di temperatura su bacinelle riempite di purea di patate per un'altezza di 40 mm.



In figura 10.1.8 viene mostrato il set up della prova presa in considerazione:

Figura 10.1.8 - Set up della prova di abbattimento della purea di patate

Sono stati quindi forniti degli input al foglio di calcolo affinché, attraverso le relazioni descritte nei paragrafi precedenti, fornisca tutti i dati di cui il modello predittivo ha bisogno per poter funzionare correttamente. Nello specifico, gli input sono:

- 1. Tipologia di alimento da processare con le relative frazioni in massa dei macrocostituenti;
- 2. Dimensione caratteristica del prodotto, ovvero metà dello spessore;
- 3. Distanza presa a partire dal cuore dell'alimento (0 mm in questo caso);
- 4. Temperatura iniziale al cuore dell'alimento;

- 5. Temperatura finale al cuore dell'alimento;
- 6. I valori della temperatura all'interno della camera refrigerata rispettivamente dopo 180 e 1200 secondi dall'inizio del ciclo di abbattimento rapido e la temperatura di termostatazione camera, impostata sull'abbattitore ad inizio ciclo, cui la temperatura di camera deve tendere dopo un periodo più o meno prolungato (impostato a 18000 secondi in questo caso).

In figura 10.1.9 vengono mostrati i dati del punto 1 riportati sul foglio di calcolo:

	Water (%)	Protein (%)	Fat (%)	Carbohydrate (%)	Fiber (%)	Ash (%)
Food item	X _{wo}	x _p	X _f	Xc	X _{fb}	Xa
Potatoes	78,96	2,07	0,1	17,98	1,6	0,89

Figura 10.1.9 -	Macronutrienti	dell'alimento	processato
1 igui u 10.1.0	macromacheme	acii anniciito	processare

In figura 10.2.1 vengono mostrati i dati dei punti 2, 3, 4 e 5 riportati sul foglio di calcolo:

Final core temperature	T _f [K]	3
Position within the body	x [m]	0
Characteristic dimension(half thickness)	R [m]	0,02
Initial core temperature	T ₀ [K]	70,00

Figura 10.2.1 - Temperatura iniziale e finale al cuore del prodotto, dimensione caratteristica e distanza dal cuore

In figura 10.2.2 vengono mostrati i dati del punto 6 riportati sul foglio di calcolo:

	VANO
t [s]	T [°C]
180	41,2
1200	27,1
18000	-15

Figura 10.2.2 – Andamento temperatura all'interno della camera refrigerata

Una volta forniti gli input riportati nei punti precedenti, il foglio di calcolo restituirà i dati necessari al modello predittivo per funzionare correttamente e restituire quindi gli andamenti di temperatura in funzione del tempo di abbattimento. Nella figura 10.2.3 vengono mostrati i dati sopra citati:

Air flow rate	ṁ [m³/h]	1350
Nusselt number	Nu [-]	95,61847666
Reynolds number	Re [-]	19854,80791
Airflow velocity	V [m/s]	6
Air thermal conductivity	k _a [W/mK]	0,022910475
Air kinematic viscosity	v _a [m²/s]	1,20878E-05
Average body temperature	Т _М [К]	36,5
Thermal diffusivity	$\alpha [m^2/s]$	1,42776E-07
Density	ρ [kg/m³]	1061,70901
Surface heat transfer coefficient	h [W/m²K]	54,76661798
Thermal conductivity	/ k [W/mK]	0,550546822
Specific heat capacity	c _p [J/kgK]	3631,885301
Surrounding average temperatu	re T_s [K]	-14,527
Fourier number	Fo	3,929922269
Biot number	Bi	1,989535341
Normalized Biot number	Bi _{norm}	0,665499857

Geometry	Fourier exponent - λ	Fourier exponent - $b=\lambda^2$	Centre lag factor - a_c	Positional lag factor - a(x/R)	Volume average lag factor - a $_{\rm m}$	Coefficient
Infinite slab	1,076343094	1,158514457	1,177154692	0,561109533	0,963028945	11
Infinite cylinder	1,603769557	2,572076792	1,340945721	0,607400009	0,953307388	15
Sphere	2,041241045	4,166665002	1,485476823	0,648721824	0,951526884	19

Figura 10.2.3 – Input modello predittivo

In figura 9.2.4 si mostra il grafico in cui viene messo a confronto l'andamento delle temperature al cuore del campione di purea di patate rilevato durante la prova in laboratorio con quello stimato dal modello matematico fin qui presentato ed i relativi errori di misura, determinati con la teoria della propagazione degli errori, generati dall'incertezza degli strumenti di misura utilizzati:





Figura 10.2.4 – Confronto tra andamenti di temperatura al cuore misurata e stimata (in alto). Errori di misura determinati con la teoria della propagazione degli errori (in basso).

10.1.2.1 Discussione risultati

Nella prova di abbattimento condotta in laboratorio, si è registrato un passaggio da 70 °C a 3 °C della temperatura al cuore del campione di purea di patate in 7650 secondi, mentre il tempo stimato dal modello matematico, per il medesimo salto di temperatura, è stato di 7440 secondi, con un errore di previsione in difetto, quindi, di 210 secondi o dello 2,7%. Il valore finale di temperatura di 3 °C è soggetto ad un intervallo di incertezza di ± 0,33 °C.

Nel precedente grafico sono rappresentate sia le temperature stimate con il metodo matematico implementato sul calcolatore Excel sia le temperature misurate dalle termocoppie posizionate all'interno del campione di carne bovina. Come si può evincere dal grafico, è stato ottenuto un buon accordo tra i rilievi sperimentali e le temperature stimate per quanto riguarda il cuore del prodotto, nonostante la tendenza a sovrastimare le temperature in maniera importate nelle prime fasi di processo, le quali però non sono particolarmente importanti ai fini pratici.

In questa prova non sono state fatte rilevazioni delle temperature superficiali della purea di patate.

10.1.3 Prova sperimentale su carne di pollo

È stata condotta una prova di abbattimento rapido di temperatura su "blocchi" di carne di pollo aventi spessore di circa 35-40 mm (figure 10.2.5 e 10.2.6).



Figura 10.2.5 – Campione di carne di pollo



Figura 10.2.6 – Campione di carne di pollo

Sono stati quindi forniti degli input al foglio di calcolo affinché, attraverso le relazioni descritte nei paragrafi precedenti, fornisca tutti i dati di cui il modello predittivo ha bisogno per poter funzionare correttamente. Nello specifico, gli input sono:

1. Tipologia di alimento da processare con le relative frazioni in massa dei macrocostituenti;

- 2. Dimensione caratteristica del prodotto, ovvero metà dello spessore;
- 3. Distanza presa a partire dal cuore dell'alimento (18 mm in questa trattazione);
- 4. Temperatura iniziale al cuore dell'alimento;
- 5. Temperatura finale al cuore dell'alimento;
- 6. I valori della temperatura all'interno della camera refrigerata rispettivamente dopo 180 e 1200 secondi dall'inizio del ciclo di abbattimento rapido e la temperatura di termostatazione camera, impostata sull'abbattitore ad inizio ciclo, cui la temperatura di camera deve tendere dopo un periodo più o meno prolungato (impostato a 18000 secondi in questo caso).

In figura 10.2.7 vengono mostrati i dati del punto 1 riportati sul foglio di calcolo:

	Water (%)	Protein (%)	Fat (%)	Carbohydrate (%)	Fiber (%)	Ash (%)
Food item	X _{wo}	Xp	X _f	Xc	X _{fb}	Xa
Chicken	65,99	18,6	15,06	0	0	0,79

Figura 10.2.7 – Macronutrienti dell'alimento processato

In figura 10.2.8 vengono mostrati i dati dei punti 2, 3, 4 e 5 riportati sul foglio di calcolo:

Final core temperature	T _f [K]	3
Position within the body	x [m]	0,018
Characteristic dimension(half thickness)	R [m]	0,02
Initial core temperature	T₀[K]	42,50

Figura 10.2.8 - Temperatura iniziale e finale al cuore del prodotto, dimensione caratteristica e distanza dal cuore

In figura 10.2.9 vengono mostrati i dati del punto 6 riportati sul foglio di calcolo:

VANO				
t [s]	T [°C]			
180	30,4			
1200	-8,7			
18000	-15			

Figura 10.2.9 – Andamento temperatura all'interno della camera refrigerata

Una volta forniti gli input riportati nei punti precedenti, il foglio di calcolo restituirà i dati necessari al modello predittivo per funzionare correttamente e restituire quindi gli andamenti di temperatura in funzione del tempo di abbattimento. Nella figura 10.3.1 vengono mostrati i dati sopra citati:

A : fl	· • • · · · 3/1-1	1000
Air flow rate	m [m²/n]	1280
Nusselt number	Nu [-]	92,55290519
Reynolds number	Re [-]	18825,29935
Airflow velocity	V [m/s]	5,688888889
Air thermal conductivity	k _a [W/mK]	0,022910475
Air kinematic viscosity	v _a [m²/s]	1,20878E-05
Average body temperature	Т _м [К]	22,75
Thermal diffusivity	α [m²/s]	1,43007E-07
Density	ρ [kg/m³]	1029,033803
Surface heat transfer coefficient	h [W/m²K]	53,01077551
Thermal conductivity	k [W/mK]	0,462095567
Specific heat capacity	c _p [J/kgK]	3140,111351
Surrounding average temperatu	re T_s [K]	-7,815
Time	t [s]	3840
Fourier number	Fo	1,372866619
Biot number	Bi	2,279448501
Normalized Biot number	Bi _{norm}	0,69507068

Geometry	Fourier exponent - λ	Fourier exponent - $b=\lambda^2$	Centre lag factor - a_c	Positional lag factor - a(x/R)	Volume average lag factor - a $_{\rm m}$	Coefficient
Infinite slat	1,116837191	1,247325312	1,188156841	0,638474483	0,95655848	11
Infinite cylinde	r 1,6688944	2,785208517	1,368763163	0,698804209	0,944033562	15
Sphere	2,130214126	4,537812223	1,532826439	0,752051833	0,940512743	19

Figura 10.3.1 – Input modello predittivo

Nelle figure 10.3.2 e 10.3.3 si mostrano i grafici in cui vengono messi a confronto gli andamenti delle temperature al cuore ed a 18 mm dal cuore verso la superficie esterna del campione di carne di pollo rilevate durante la prova in laboratorio, con quelli stimati dal modello matematico fin qui presentato ed i relativi errori di misura, determinati con la teoria della propagazione degli errori, generati dall'incertezza degli strumenti di misura utilizzati:



Figura 10.3.2 – Confronto tra andamenti di temperatura al cuore misurata e stimata (in alto). Errori di misura determinati con la teoria della propagazione degli errori (in basso).



Figura 10.3.3 - Confronto tra andamenti di temperatura superficiale misurata e stimata (in alto). Errori di misura determinati con la teoria della propagazione degli errori (in basso).

10.1.3.1 Discussione risultati

Nella prova di abbattimento condotta in laboratorio, si è registrato un passaggio da 42,5 °C a 3 °C della temperatura al cuore del campione di carne di pollo in 4140 secondi, mentre il tempo stimato dal modello matematico, per il medesimo salto di temperatura, è stato di 3840 secondi, con un errore di previsione in difetto, quindi, di 300 secondi o del 7%. Il valore finale di temperatura di 3 °C è soggetto ad un intervallo di incertezza di ± 0,24 °C.

Nella medesima prova di abbattimento, si è registrato un passaggio da 42 °C circa a 0 °C (si ricorda che il modello matematico presentato è attendibile solo per temperature positive in quanto non tiene conto del cambiamento di fase) della temperatura superficiale del campione di carne di pollo

in 2550 secondi, mentre il tempo stimato dal modello matematico, per il medesimo salto di temperatura, è stato di 2190 secondi, con un errore di previsione in difetto di 360 secondi o del 14%. Il valore finale di temperatura di 0 °C è soggetto ad un intervallo di incertezza di ± 0,39 °C.

Nei precedenti grafici sono rappresentate sia le temperature stimate con il metodo matematico implementato sul calcolatore Excel sia le temperature misurate dalle termocoppie posizionate all'interno del campione in prova. Come si può evincere dai grafici, è stata ottenuta una minore precisione, rispetto le prove precedenti, tra i rilievi sperimentali e le temperature stimate per quanto riguarda il cuore del prodotto. Anche la stima della temperatura superficiale presenta un'imprecisione non di poco conto. Le ragioni di queste discrepanze tra risultati sperimentali ed analitici vanno ricercate in diversi aspetti, tra i quali:

- Difficoltà nel collocare correttamente le termocoppie, data la forma piuttosto irregolare del prodotto in prova, in quanto trattavasi di cosce di pollo;
- Difficoltà nel determinare valori precisi del coefficiente h. Questo perché esso è funzione del numero di Reynolds (Re), che a sua volta è funzione del campo di velocità che si instaura all'interno delle camere refrigerate per mezzo delle unità ventilanti, aventi lo scopo di instaurare una convezione forzata. È evidente quindi che il moto del mezzo all'interno delle camere refrigerate sia prettamente turbolento, il che complica la determinazione di una velocità media necessaria per risalire poi al calcolo del coefficiente h.
- La presenza del packaging che in questo lavoro non è stato preso in considerazione ma che inevitabilmente condiziona il flusso di calore tra gli alimenti e l'ambiente circostante.
- La macchina frigorigena utilizzata per le prove dispone di un compressore alternativo di tipo ON/OFF, questo implica una fluttuazione della temperatura camera (ΔT=5°C in questo caso) nel momento in cui si raggiunge la temperatura di termostatazione impostata ad inizio ciclo (-15 °C in questo caso). Tale fluttuazione di temperatura si ripercuote sull'andamento della temperatura superficiale del prodotto, in quanto molto reattiva alle variazioni delle condizioni all'interno della camera refrigerata, e quindi rallentandolo. Questo, tuttavia, non può essere previsto dal modello matematico che ovviamente non tiene conto delle fluttuazioni di temperatura dovuto al tipo di compressore.

10.1.4 Prova sperimentale su mele (1)

È stata condotta una prova di abbattimento rapido di temperatura su bacinelle riempite di mele aventi un diametro medio di circa 65 mm.

Sono stati quindi forniti degli input al foglio di calcolo affinché, attraverso le relazioni descritte nei paragrafi precedenti, fornisca tutti i dati di cui il modello predittivo ha bisogno per poter funzionare correttamente. Nello specifico, gli input sono:

- 1. Tipologia di alimento da processare con le relative frazioni in massa dei macrocostituenti;
- 2. Dimensione caratteristica del prodotto, ovvero metà dello spessore;
- 3. Distanza presa a partire dal cuore dell'alimento (30,5 mm in questa trattazione);
- 4. Temperatura iniziale al cuore dell'alimento;
- 5. Temperatura finale al cuore dell'alimento;
- 6. I valori della temperatura all'interno della camera refrigerata rispettivamente dopo 180 e 1200 secondi dall'inizio del ciclo di abbattimento rapido e la temperatura di termostatazione camera, impostata sull'abbattitore ad inizio ciclo, cui la temperatura di camera deve tendere dopo un periodo più o meno prolungato (impostato a 18000 secondi in questo caso).

In figura 10.3.4 vengono mostrati i dati del punto 1 riportati sul foglio di calcolo:

	Water (%)	Protein (%)	Fat (%)	Carbohydrate (%)	Fiber (%)	Ash (%)
Food item	x _{wo}	x _p	x _f	x _c	x _{fb}	Xa
Apple	83,93	0,19	0,36	15,25	2,7	0,26

Figura 10.3.4 – Macronutrienti dell'alimento processato

In figura 10.3.5 vengono mostrati i dati dei punti 2, 3, 4 e 5 riportati sul foglio di calcolo:

Final core temperature	T _f [K]	3
Position within the body	x [m]	0,0305
Characteristic dimension(half thickness)	R [m]	0,0325
Initial core temperature	T₀ [K]	41,10

Figura 10.3.5 - Temperatura iniziale e finale al cuore del prodotto, dimensione caratteristica e distanza dal cuore

In figura 10.3.6 vengono mostrati i dati del punto 6 riportati sul foglio di calcolo:

VANO			
t [s]	T [°C]		
180	29,1		
1200	-6,9		
18000	-15		

Figura 10.3.6 – Andamento temperatura all'interno della camera refrigerata

Una volta forniti gli input riportati nei punti precedenti, il foglio di calcolo restituirà i dati necessari al modello predittivo per funzionare correttamente e restituire quindi gli andamenti di temperatura in funzione del tempo di abbattimento. Nella figura 10.3.7 vengono mostrati i dati sopra citati:

Air flow rate	ṁ [m³/h]	1280
Nusselt number	Nu [-]	121,641312
Reynolds number	Re [-]	29422,63058
Airflow velocity	V [m/s]	5,688888889
Air thermal conductivity	k _a [W/mK]	0,02333355
Air kinematic viscosity	v _a [m²/s]	1,25678E-05
Average body temperature	Т _М [К]	22,05
Thermal diffusivity	α [m²/s]	1,41934E-07
Density	ρ [kg/m³]	1035,094586
Surface heat transfer coefficient	h [W/m²K]	43,66651747
T I I I I I I I I I I I I I I I I I I I		0 554000704
	γ κ [w/mK]	0,551033796
Specific heat capacity	c _p [J/kgK]	3750,698734
Surrounding average temperatu	re T_s [K]	-8,886
Time	t [s]	4410
Fourier number	Fo	0,592594865
Biot number	Bi	2,575453318
Normalized Biot number	Bi _{norm}	0,720315185

Geometry	Fourier exponent - λ	Fourier exponent - $b=\lambda^2$	Centre lag factor - a _c	Positional lag factor - a(x/R)	Volume average lag factor - a $_{\rm m}$	Coefficient
Infinite slab	1,151882139	1,326832463	1,197514458	0,56596847	0,950265994	11
Infinite cylinder	1,725411853	2,977046063	1,393307113	0,618783644	0,934808127	15
Sphere	2,207590992	4,873457989	1,575484209	0,667082284	0,929256015	19

Fiaura	10.3.7 -	Input	modello	predittivo
iguiu	10.5.7	mput	moucho	predittivo

Nelle figure 10.3.8 e 10.3.9 si mostrano i grafici in cui vengono messi a confronto gli andamenti delle temperature al cuore ed a 30 mm circa dal cuore verso la superficie esterna del campione rilevate durante la prova in laboratorio, con quelli stimati dal modello matematico fin qui presentato, ed i relativi errori di misura, determinati con la teoria della propagazione degli errori, generati dall'incertezza degli strumenti di misura utilizzati:



—Temperatura cuore misurata —Temperatura cuore stimata



Figura 10.3.8 – Confronto tra andamenti di temperatura al cuore misurata e stimata (in alto). Errori di misura determinati con la teoria della propagazione degli errori (in basso).





Figura 10.3.9 - Confronto tra andamenti di temperatura superficiale misurata e stimata (in alto). Errori di misura determinati con la teoria della propagazione degli errori (in basso).

10.1.4.1 Discussione risultati

Nella prova di abbattimento condotta in laboratorio, si è registrato un passaggio da 41,1 °C a 3 °C della temperatura al cuore delle mele in 4590 secondi, mentre il tempo stimato dal modello matematico, per il medesimo salto di temperatura, è stato di 4410 secondi, con un errore di previsione in difetto, quindi, di 180 secondi o del 3,9%. Il valore finale di temperatura di 3 °C è soggetto ad un intervallo di incertezza di ± 0,74 °C.

Nella medesima prova di abbattimento, si è registrato un passaggio da 43 °C circa a 0 °C (si ricorda che il modello matematico presentato è attendibile solo per temperature positive in quanto non tiene conto del cambiamento di fase) della temperatura superficiale del campione in 2400 secondi, mentre il tempo stimato dal modello matematico, per il medesimo salto di temperatura, è stato di 2280 secondi, con un errore di previsione in difetto di 120 secondi o del 5%. Il valore finale di temperatura di 0 °C è soggetto ad un intervallo di incertezza di ± 0,64 °C.

Nei precedenti grafici sono rappresentate sia le temperature stimate con il metodo matematico implementato sul calcolatore Excel sia le temperature misurate dalle termocoppie posizionate all'interno del campione di frutta. Come si può evincere dal confronto tra gli andamenti di temperature, è stato ottenuto un buon accordo tra i rilievi sperimentali e le temperature stimate, sia per quanto riguarda le temperature superficiali e sia per quelle all'interno del campione in prova.

La bontà dei risultati ottenuti sui campioni di mela è dovuta principalmente ai seguenti aspetti:

- Una maggiore cura nella fase di preparazione della prova, ossia un posizionamento più preciso delle termocoppie all'interno del campione;
- La geometria del campione, decisamente confrontabile con una delle geometrie elementari (sfera) prese in considerazione in questo studio;
- L'assenza di packaging.

Quindi, da questa prova sperimentale è stata confermata la bontà del modello matematico presentato, sia per la temperatura cuore e sia per la temperatura superficiale del campione in esame.

10.1.5 Prova sperimentale su mele (2)

È stata condotta una prova di abbattimento rapido di temperatura su bacinelle riempite di mele aventi un diametro medio di circa 65 mm.

Sono stati quindi forniti degli input al foglio di calcolo affinché, attraverso le relazioni descritte nei paragrafi precedenti, fornisca tutti i dati di cui il modello predittivo ha bisogno per poter funzionare correttamente. Nello specifico, gli input sono:

- 1. Tipologia di alimento da processare con le relative frazioni in massa dei macrocostituenti;
- 2. Dimensione caratteristica del prodotto, ovvero metà dello spessore;
- 3. Distanza presa a partire dal cuore dell'alimento (30,5 mm in questa trattazione);
- 4. Temperatura iniziale al cuore dell'alimento;
- 5. Temperatura finale al cuore dell'alimento;

6. I valori della temperatura all'interno della camera refrigerata rispettivamente dopo 180 e 1200 secondi dall'inizio del ciclo di abbattimento rapido e la temperatura di termostatazione camera, impostata sull'abbattitore ad inizio ciclo, cui la temperatura di camera deve tendere dopo un periodo più o meno prolungato (impostato a 18000 secondi in questo caso).

In figura 10.4.1 vengono mostrati i dati del punto 1 riportati sul foglio di calcolo:

	Water (%)	Protein (%)	Fat (%)	Carbohydrate (%)	Fiber (%)	Ash (%)
Food item	X _{wo}	x _p	Xf	Xc	X _{fb}	Xa
Apple	83,93	0,19	0,36	15,25	2,7	0,26

Figura 10.4.1 – Macronutrienti dell'alimento processato

In figura 10.4.2 vengono mostrati i dati dei punti 2, 3, 4 e 5 riportati sul foglio di calcolo:

Final core temperature	T _f [K]	3
Position within the body	x [m]	0,0305
Characteristic dimension(half thickness)	R [m]	0,0325
Initial core temperature	T₀ [K]	37

Figura 10.4.2 - Temperatura iniziale e finale al cuore del prodotto, dimensione caratteristica e distanza dal cuore

In figura 10.4.3 vengono mostrati i dati del punto 6 riportati sul foglio di calcolo:

VANO	
t [s]	T [°C]
180	22,9
1200	-10,5
18000	-20

Figura 10.4.3 – Andamento temperatura all'interno della camera refrigerata

Una volta forniti gli input riportati nei punti precedenti, il foglio di calcolo restituirà i dati necessari al modello predittivo per funzionare correttamente e restituire quindi gli andamenti di temperatura in funzione del tempo di abbattimento. Nella figura 10.3.7 vengono mostrati i dati sopra citati:
Air flow rate	ṁ [m³/h]	1280
Nusselt number	Nu [-]	123,4583591
Reynolds number	Re [-]	30144,175
Airflow velocity	V [m/s]	5,688888889
Air thermal conductivity	k _a [W/mK]	0,023068425
Air kinematic viscosity	v _a [m²/s]	1,2267E-05
Average body temperature	Т _м [К]	20
Thermal diffusivity	$\alpha [m^2/s]$	1,41186E-07
Density	ρ [kg/m³]	1035,44192
Surface heat transfer coefficient	h [W/m²K]	43,81522921
Thermal conductivity	k [W/mK]	0,548315206
Specific heat capacity	c _p [J/kgK]	3750,700735
Surrounding average temperatu	e T_s [K]	-12,421
Time	t [s]	3750
Fourier number	Fo	0,501252646
Biot number	Bi	2,597037131
Normalized Biot number	Bi _{norm}	0,721993417

Geometry	Fourier exponent - λ	Fourier exponent - b= λ^2	Centre lag factor - a $_{\rm c}$	Positional lag factor - a (x/R)	Volume average lag factor - a m	Coefficient
Infinite slat	1,154227682	1,332241541	1,198133346	0,563964064	0,949820576	11
Infinite cylinde	1,72919936	2,990130425	1,394961212	0,616674995	0,934147817	15
Sphere	2,212781349	4,896401297	1,578388188	0,664959771	0,928439618	19

Figura 10.4.4 – Input modello predittivo

Nelle figure 10.4.5 e 10.4.6 si mostrano i grafici in cui vengono messi a confronto gli andamenti delle temperature al cuore ed a 30 mm circa dal cuore verso la superficie esterna del campione rilevate durante la prova in laboratorio, con quelli stimati dal modello matematico fin qui presentato, ed i relativi errori di misura, determinati con la teoria della propagazione degli errori, generati dall'incertezza degli strumenti di misura utilizzati:



Figura 10.4.5 – Confronto tra andamenti di temperatura al cuore misurata e stimata (in alto). Errori di misura determinati con la teoria della propagazione degli errori (in basso).



Figura 10.4.6 – Confronto tra andamenti di temperatura superficiale misurata e stimata (in alto). Errori di misura determinati con la teoria della propagazione degli errori (in basso).

10.1.5.1 Discussione risultati

Nella prova di abbattimento condotta in laboratorio, si è registrato un passaggio da 37 °C a 3 °C della temperatura al cuore delle mele in 3660 secondi, mentre il tempo stimato dal modello matematico, per il medesimo salto di temperatura, è stato di 3750 secondi, con un errore di previsione in eccesso, quindi, di 60 secondi o dello 2,4%. Il valore finale di temperatura di 3 °C è soggetto ad un intervallo di incertezza di ± 0,78 °C.

Nella medesima prova di abbattimento, si è registrato un passaggio da 36 °C circa a 0 °C (si ricorda che il modello matematico presentato è attendibile solo per temperature positive in quanto non tiene conto del cambiamento di fase) della temperatura superficiale del campione in 1710 secondi, mentre il tempo stimato dal modello matematico, per il medesimo salto di temperatura, è stato di 1620 secondi, con un errore di previsione in difetto di 90 secondi o del 5,2%. Il valore finale di temperatura di 0 °C è soggetto ad un intervallo di incertezza di ± 0,66 °C.

Nei precedenti grafici sono rappresentate sia le temperature stimate con il metodo matematico implementato sul calcolatore Excel sia le temperature misurate dalle termocoppie posizionate all'interno del campione di frutta. Come si può evincere dal confronto tra gli andamenti di temperature, è stato ottenuto un buon accordo tra i rilievi sperimentali e le temperature stimate, sia per quanto riguarda le temperature superficiali e sia per quelle all'interno del campione in prova.

La bontà dei risultati ottenuti sui campioni di mela è dovuta principalmente ai seguenti aspetti:

- Una maggiore cura nella fase di preparazione della prova, ossia un posizionamento più preciso delle termocoppie all'interno del campione;
- La geometria del campione, decisamente confrontabile con una delle geometrie elementari (sfera) prese in considerazione in questo studio;
- L'assenza di packaging.

Quindi, con questa seconda prova sperimentale effettuata sul campione di mela, è stata confermata la bontà della prova precedente e di conseguenza del modello matematico presentato, sia per la temperatura cuore e sia per la temperatura superficiale del campione in esame.

11. Cenni sul consumo energetico

Il lavoro si conclude con la realizzazione di una matrice sul foglio di calcolo Excel in grado di predire il consumo energetico della macchina frigorifera, durante un ciclo di abbattimento.

I componenti che vanno ad incidere sul consumo energetico sono senza dubbio il compressore, le ventole su evaporatore e condensatore e, seppure in minima parte, una resistenza elettrica installata sul perimetro della guarnizione dello sportello della macchina frigorifera, che ha lo scopo di evitare il congelamento della guarnizione stessa quando le temperature scendono sotto una certa soglia.

A differenza degli altri componenti sopra citati, il compressore, di tipo ON/OFF, richiede una spesa energetica dinamica, ossia varia all'interno del ciclo di abbattimento al variare di certi parametri.

I parametri che influenzano il consumo energetico del compressore sono le temperature di condensazione e quelle di evaporazione, in quanto influenzano a loro volta la capacità frigorifera ed il COP del compressore. Il COP, coefficient of performance, è dato dal rapporto tra la capacità frigorifera del compressore, che dipende quindi dal modello preso in considerazione, e la potenza elettrica da fornire per il suo funzionamento. Facendo la relazione inversa, quest'ultima sarà quindi uguale a:

$$L = \frac{Q}{COP}$$

Dove Q [W] rappresenta la capacità frigorifera e COP il coefficiente di prestazione appunto.

A questo punto, fissando la temperatura di condensazione, ed utilizzando i dati sui compressori presenti sui datasheet forniti dalle case costruttrici, si determinano delle relazioni che descrivono le variazioni di Q e COP al variare della temperatura di evaporazione.

Per temperatura di condensazione di 45 °C, si scrive:

$$COP = 0,0284 * T_{ev} + 1,924$$
$$O = a_0 + a_1 T_{ev} + a_2 T_{ev}^2$$

Con a_0 , $a_1 e a_2$ coefficienti della polinomiale che descrive l'andamento di Q al variare di T_{ev}:

$$a_{0} = W_{0} - \frac{T_{0}(W_{1} - W_{0})}{(T_{1} - T_{0})} - \frac{a_{2}T_{0}(T_{0}^{2} - T_{1}^{2})}{(T_{1} - T_{0})} - a_{2}T_{0}^{2}$$

$$a_{1} = \frac{(W_{1} - W_{0})}{(T_{1} - T_{0})} + \frac{a_{2}(T_{0}^{2} - T_{1}^{2})}{(T_{1} - T_{0})}$$

$$a_{2} = \frac{(W - W_{0}) + \frac{T_{0}(W_{1} - W_{0})}{(T_{1} - T_{0})} - \frac{T_{2}(W_{1} - W_{0})}{(T_{1} - T_{0})}$$

$$- \frac{T_{0}(T_{0}^{2} - T_{1}^{2})}{(T_{1} - T_{0})} - T_{0}^{2} + \frac{T_{2}(T_{0}^{2} - T_{1}^{2})}{(T_{1} - T_{0})} + T_{2}^{2}}$$

113

Dove T₀, T₁ e T₂ sono le temperature di evaporazione rispettivamente a -35 °C, -25 °C e -10 °C e W₀, W₁ e W₂ le capacità frigorifere, fornite dai datasheet, rispettivamente alle temperature T₀, T₁ e T₂.

A questo punto il consumo energetico del compressore L [W], definito da Q e COP, avrà un andamento in funzione della T_{ev} :

$$L = \frac{a_0 + a_1 T_{ev} + a_2 T_{ev}^2}{0,0284 * T_{ev} + 1,924}$$

A questo si andranno poi a sommare le potenze assorbite dalle ventole al condensatore ed all'evaporatore, e dalla resistenza elettrica installata sulla guarnizione dello sportello dell'abbattitore:

$$L_{tot} = L + L_1 + L_2 + L_3$$

 L_1 , $L_2 e L_3$ sono fornite dalle rispettive case costruttrici.

Il conteggio del consumo energetico dei componenti viene effettuato per i corrispettivi tempi di funzionamento all'interno del ciclo di abbattimento.

12. Conclusioni

Il presente elaborato si prefigge l'obiettivo di presentare un modello matematico che sia in grado di modellare i processi di scambio termico convettivo tra gli alimenti e le camere refrigerate di macchine frigorigene, e quindi predire gli andamenti termici degli alimenti stessi. Un aspetto imprescindibile di cui si è tenuto conto sin dall'inizio del lavoro svolto è che tale modello fosse "user friendly", ossia di immediata comprensione e direttamente implementabile su fogli di calcolo generici, senza dunque la necessità di dover utilizzare software dedicati per la simulazione di fenomeni termici.

A tal proposito è stato presentato lo sviluppo in serie dell'equazione di Fourier approssimato al primo termine come soluzione ai processi non stazionari di scambio termico convettivo ed un procedimento basato sulla normalizzazione del numero di Biot per la determinazione degli input necessari, ossia il primo esponente di Fourier (b₁) ed il fattore di ritardo (a_c, a_m, a_{x/R}).

Le equazioni presentate, inoltre, sono state applicate attraverso prove sperimentali su diversi campioni di alime, condotte nel laboratorio di ricerca e sviluppo presso l'azienda Sagi Spa di Ascoli Piceno, ottenendo risultati promettenti. Nello specifico sono state condotte prove su alimenti aventi macrocostituenti molto diversi tra loro (carne bovina, pollo, patate e mele) e trattati con range di temperature differenti, per avere uno spettro di risultati quanto più ampio possibile in modo da testare a fondo la funzionalità del modello matematico presentato. Alla fine delle prove si sono osservate delle buone corrispondenze tra gli andamenti di temperatura misurati e stimati.

I punti di debolezza, e quindi eventuali punti su cui lavorare in prospettiva, del modello matematico sin qui sono il limite di applicabilità a geometria elementari e la determinazione del coefficiente di scambio termico convettivo (h).

Il lavoro di ricerca di relazioni matematiche facilmente implementabili su fogli di calcolo, per la predizione delle temperature all'interno degli alimenti, è stato pensato con l'obiettivo di una loro possibile implementazione su sistemi di controllo di macchine frigorigene. Questa pratica consentirebbe un controllo dinamico ed automatico della macchina frigorigena, di abbattitori di temperatura nello specifico di questo lavoro, in funzione proprio dell'evolversi delle temperature all'interno degli alimenti.

Questa metodologia di abbattimento della temperatura consentirebbe di sapere in anticipo il tempo necessario ad un alimento per raggiungere una temperatura desiderata, agevolando così anche l'organizzazione del lavoro da parte dell'utente.

Un ulteriore beneficio a favore dell'utente è quello che, qualora quest'ultimo non sia intenzionato ad usare la sonda sensore di temperatura, necessaria nei cicli di abbattimento classici per rilevare la temperatura degli alimenti, la macchina frigorifera effettuerà un ciclo di abbattimento ottimizzato per l'alimento preso in considerazione e quindi esso terminerà solo quando quest'ultimo avrà raggiunto la temperatura desiderata. Questo vorrebbe dire svincolare l'utente dall'impostare cicli manuali dettati esclusivamente dalla propria esperienza ma che potrebbero portare da un lato a non raggiungere le temperature interne all'alimento richieste, con conseguente deterioramento precoce delle proprietà organolettiche di quest'ultimo, o dall'altra parte utilizzare temperature e tempistiche non idonee, andando incontro a consumi energetici eccessivi e non richiesti.

Bibliografia e Sitografia

- 1. Amezquita, A., Wang, L., Weller, C. L. (2005). Finite element modelling and experimental validation of cooling rates of large ready-to-eat meat products in small meat-processing facilities. *ASAE American Society of Agricultural Engineers ISSN 0001-2352*
- 2. Baïri, A., Laraqi, N (2003). Diagrams for fast transient conduction in sphere and long cylinder subject to sudden and violent thermal effects on its surface. *Applied Thermal Engineering* 23 *pp.1373-1390*
- 3. Bryan R. Becker, Brian A. Fricke, Heat transfer coefficients for forced-air cooling and freezing of selected foods, International Journal of Refrigeration, Volume 27, Issue 5, 2004, Pages 540-551
- 4. Carslaw, H. S., Jaeger, J. C. (1959). Conduction of heat in solids 2nd ed. *Oxford University Press 1959.*
- 5. Çengel, Y. A., Ghajar, A. J. (2011). Heat and Mass Transfer 4th ed. McGraw Hill
- 6. Choi, Y. Okos, M., R. (1986). Effects of temperature and composition on thermal properties of foods. *Food Engineering and Process Applications 1 pp. 93-101*
- 7. Cuesta, F. J., Lamúa, M. (2009). Fourier series solution to the heat conduction equation with an internal heat source linearly dependent on temperature: application to chilling of fruit and vegetables. *Journal of Food Engineering 90 pp. 291-299*
- 8. Datta, A. K. (2008). Status of physics-based models in the design of food products, processes and equipment. *Comprehensive Reviews in Food Science and Food Safety 28 (3)* pp. 121-129
- 9. Dehghannya, J., Ngadi, M., Vigneault, C. (2010). Mathematical model procedures for airflow, heat and mass transfer during forced convection cooling of produce: a review. *Food Engineering Reviews 2010 (2) pp. 227-243*
- 10. Fourier, J. (1822). Théorie analytiqu de la chaleur. Chez Firmin Didot, Pére Et Fils.
- 11. Freeman, A. (1872). Analytical theory of heat. Translated with notes from: Fourier, J. (1822) "Théorie analytique de la chaleur". *Cambridge University press.*
- 12. Gurnay, H. P., Lourie, J. (1923). Charts for estimating temperature distributions in heating or cooling solid shapes. *Industrial and Engineering Chemistry Vol 15 (11) pp. 1170-1172.*
- 13. Hayakawa, K-I. (1969). Estimating the central temperatures of canned food during the initial heating or cooling period of heat process. *Food Technology 23 pp. 1473-1477*
- 14. Hayakawa, K-I., Ball, C. O. (1971). Theoretical Formulas for temperatures in cans of solid food and for evaluating various heat processes. *Journal of Food Science 36 pp. 306-310*
- 15. Heissler, M. P. (1947). Temperature charts for induction and constant-temperature heating. *American Society of Mechanical Engineers ASME Semi-annual meeting, Detroit Michigan, June 17-20, 1946*.
- 16. Holland, B., A.A. Welch, I.D. Unwin, D.H. Buss, A.A. Paul, and D.A.T. Southgate. 1991. McCance and Widdowson's—The composition of foods. Royal Society of Chemistry and Ministry of Agriculture, Fisheries and Food, Cambridge, U.K.

- 17. Incropera, F. P., DeWitt, D. P. (1996). Introduction to Heat Transfer 3rd ed. Wiley
- 18. Lacroix, C., Castaigne, F. (1987). Simple method for freezing time calculations for infinite slabs, infinite cylinders and spheres. *Canadian Institute of Food Science and Technology vol* 20 (4) pp. 251-259.
- *19.* Lü, X., Lu, T., Viljanen, M. (2006). A new analytical method to simulate heat transfer in buildings. *Applied Thermal Engineering 26 pp.1901-1909*
- 20. Martin Gram Christensen, Jens Adler-Nissen, Simplified equations for transient heat transfer problems at low Fourier numbers, Applied Thermal Engineering, Volume 76, 2015, Pages 382-390
- 21. Martin Gram Christensen, Jens Adler-Nissen, Proposing a normalized Biot number: For simpler determination of Fourier exponents and for evaluating the sensitivity of the Biot number, Applied Thermal Engineering, Volume 86, 2015, Pages 214-221
- 22. Merts, I., Bickers, E. D., Chadderton, T. (2007). Application and testing of a simple method to predicting chilling times for hoki (*Macruronus novaezlandiae*). Journal of Food Engineering 78 pp. 162-173
- 23. Mills, A. F. (1995). Heat And Mass Transfer. Richard D. Irwin, Inc.
- 24. National Food Institute DTU www.foodcomp.dk
- 25. Narasimhan, T. N. (1999). Fourier's heat conduction equation: history, influence and connections. *Review of Geophysics 37 (1) pp. 151-172*
- 26. Nesvadba, P. (2014). Thermal properties of unfrozen foods. In M. A. Rao, S. H. Rizvi, A. K. Datta et al. (Eds.), *Engineering Properties of Foods. (4th ed., pp. 223-245). CRC Press, Broken Sound Parkway NW.*
- 27. Newman, A. B. (1936). Heating and cooling rectangular and cylindrical solids. *Industrial and Engineering Chemistry* 28 pp. 545-548.
- 28. Ostrogorsky, A. G. (2009). Simple explicit equations for transient heat conduction in finite solids. *Journal of Heat Transfer 131 pp. 011303-1 011303-11.*
- 29. Ostrogorsky, A. G., Mikic, B. B. (2008). Explicit solutions for boundary problems in diffusion of heat and mass. *Journal of Crystal Growth 310 pp. 2691-2696..*
- 30. Ostrogorsky, A. G., Mikic, B. B. (2009). Explicit equations for transient heat conduction in finite solids for Bi>2. *Heat Mass Transfer 45 pp. 375-380.*
- 31. Pflug, I. J., Bleidsdell, J. L., Kopelman, J. (1965). Developing temperature-time curves for objects that can be approximated by a sphere, infinite plate, or Infinite cylinder. *ASHRAE semi-annual meeting January 25th -28th 1965 Chicago, Michigan.*
- 32. Ramaswamy H., Awuah G., Simpson B. (1997). Heat transfer and lethality considerations in aseptic processing of liquid/particle mixtures: A review. *Critical reviews in food science and nutrition*, *37*(*3*), 253-286
- 33. Ramaswamy, H. S., Lo, K. V., Tung, M. A. (1982). Simplified equations for transient temperatures in conductive foods with convective heat transfer at the surface. *Journal of Food Science 47 pp. 2042-2047*.
- 34. Ramaswamy, H. S., Shreekanth, S. (1999). Simplified equations for transient temperature prediction in solids during short time heating or cooling. *Canadian Agricultural Engineering 41(1) pp. 59-64*

- 35. Saguy, I. S., Singh, R. P., Johnson, T., Fryer, P. J., Sastry, S. K. (2013). Challenges facing food engineering. *Journal of food engineering 119 pp. 332-342*
- 36. Singh, R. P., Heldman, D. R. (2013). Introduction to Food Engineering 5th ed. Elsevier.
- *37.* Trystram, G. (2012). Modelling of food and food processes. *Journal of food Engineering 110* (2) pp. 269-277
- *38.* USDA. 1975. Composition of foods. *Agricultural Handbook* 8. U.S. Department of Agriculture, Washington, D.C.
- *39.* USDA. 1996. *Nutrient database for standard reference,* release 11. U.S. Department of Agriculture, Washington, D.C.
- 40. van der Sman, R. G. M. (2003). Simple model for estimating heat and mass transfer in regular-shaped foods. *Journal of Food Engineering 60 pp. 383-390*
- 41. 2010 ASHRAE HANDBOOK REFRIGERATION
- Zehua Hu, Da-Wen Sun, Predicting local surface heat transfer coefficients by different turbulent k-ε models to simulate heat and moisture transfer during air-blast chilling, International Journal of Refrigeration, Volume 24, Issue 7, 2001, Pages 702-717,
- 43. Zhang Lin, A.C Cleland, D.J Cleland, G.F Serrallach, A simple method for prediction of chilling times for objects of two-dimensional irregular shape, International Journal of Refrigeration, Volume 19, Issue 2, 1996, Pages 95-106,
- 44. Ball, C. O. (1923). Determining, by methods of calculation, the time necessary to process canned foods. *Bulletin of the National Research Council 7 (37) pp. 9-76.*
- 45. <u>http://www.apis.ac.uk/overview/pollutants/overview_CFCs.htm</u>
- 46. http://www.idsrefrigeration.co.uk/hfc
- 47. http://www.atmosphere.mpg.de/enid/2Bucodellozono/-BucodellozonoCFC6tc.html
- 48. Marco Corradi, Luca Cecchinato, "Il Circuito Frigorifero completo ed i dispositivi di regolazione e sicurezza" Corsi Everest, Energy Performance Management.
- 49. Marco Corradi, Luca Cecchinato, "La Tecnica del Freddo: cicli inversi a compressione di vapore" Corsi Everest, Energy Performance Management.
- 50. Marco Corradi, Luca Cecchinato, "I principali componenti di un impianto frigorifero a compressione di vapore" Corsi Everest, Energy Performance Management.
- 51. Marco Corradi, Luca Cecchinato, "L'Anidride Carbonica quale fluido refrigerante nei sistemi frigoriferi a compressione di vapore" Corsi Everest, Energy Performance Management.
- 52. WMO, UNEP, IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change), "Climate Change"