

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

FACOLTA' DI INGEGNERIA

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA *ENERGETICA*

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

TESI DI LAUREA

in

GESTIONE DEI SISTEMI ENERGETICI M

**SVILUPPO DI METODOLOGIE PER LA SIMULAZIONE DI
SCAMBIATORI DI CALORE PER MOTORI DI ULTIMA
GENERAZIONE**

CANDIDATO:

Giovanni Spoleti

RELATORE:

Chiar.mo Prof. Ing. Piero Pelloni

CORRELATORI:

Chiar.mo Prof. Ing. Gian Marco Bianchi

Chiar.mo Prof. Ing. Michele Bianchi

Ing. Cristian Catellani

Ing. Marco Costa

Anno Accademico 2011/2012

Sessione III

Ad Arianna
e alla mia famiglia.

Sommario

La riduzione dei consumi energetici è una problematica che riguarda appieno il campo dell'autotrazione, a fronte delle misure sempre più stringenti per il taglio delle emissioni di anidride carbonica. A tal scopo, il recupero di energia dai gas di scarico tramite ciclo Rankine appare la soluzione più vantaggiosa, a fronte di onerosità e complessità affrontabili nel breve periodo.

L'obiettivo della presente tesi di laurea è lo sviluppo di metodologie per la simulazione di scambiatori di calore bifase per un sistema a ciclo Rankine, utilizzato per il recupero di energia in un'autovettura. Lo svolgimento di test per la validazione dei modelli utilizzati, è risultato fondamentale al fine di ottenere il setup idoneo per la simulazione termofluidodinamica del componente oggetto di studio.

Nel *Capitolo 1* si introduce il problema della riduzione dei consumi in campo *automotive*, motivando l'utilizzo di cicli Rankine, a discapito di altre tecnologie meno performanti.

Nel *Capitolo 2* si riporta una panoramica dello stato dell'arte, volta a individuare gli aspetti fondamentali nella valutazione progettuale di un sistema a ciclo Rankine applicato ad una autovettura.

Nel *Capitolo 3* si introducono gli aspetti fisici dell'ebollizione convettiva in tubi.

Nel *Capitolo 4* si esplicano i modelli utilizzati nella simulazione numerica.

Nel *Capitolo 5* si riporta una analisi critica dei *test case* svolti, mirati alla verifica della consistenza fisica dei risultati ottenibili attraverso l'utilizzo di diversi modelli e di diversi software commerciali. Attraverso tale analisi si è messa in evidenza la difficoltà nell'ottenimento di risultati fisicamente validi.

Nel *Capitolo 6* si espongono le condizioni e i risultati della simulazione termofluidodinamica dello scambiatore bifase a fascio tubiero applicato al ciclo Rankine. I risultati forniscono un quadro completo e fisicamente affidabile, fondamentale in chiave di futura ottimizzazione del disegno del componente.

Contributo originale: raggiungimento di risultati fisicamente congruenti attraverso una simulazione termofluidodinamica tridimensionale, ad oggi non presente nello stato dell'arte dell'applicazione specifica.

Indice

1	Introduzione e motivazione	5
1.1	Sistemi di recupero calore	8
2	Presentazione delle applicazioni	11
2.1	Ciclo Rankine	11
2.2	Fluido di lavoro	13
2.2.1	Tipologie fluidi di lavoro	13
2.2.1.1	Fluidi puri	14
2.2.1.2	Miscele di fluidi	17
2.3	Scambiatore di calore	19
2.4	Stato dell'arte nel recupero di calore nei motori a combustione interna	22
2.4.1	Configurazioni	26
2.4.1.1	Applicazioni Heavy-Duty	27
2.4.1.2	Applicazioni per automobili	31
3	Aspetti fisici del problema	37
3.1	Classificazione moti bifase	37
3.2	Regimi di scambio termico	40
4	Metodologia di indagine: la simulazione fluidodinamica	43
4.1	Modello fisico multifase	43
4.1.1	Volume of Fluid	45
4.1.1.1	Bilancio della frazione volumetrica	45
4.1.1.2	Bilancio della quantità di moto	46
4.1.1.3	Bilancio di energia	46

4.1.2	Modello Eulerian	46
4.1.2.1	Bilancio di massa	47
4.1.2.2	Bilancio del momento	47
4.1.2.3	Forza di interazione tra le fasi	48
4.1.3	Modello Mixture	49
4.1.3.1	Bilancio di massa	49
4.1.3.2	Bilancio della quantità di moto	49
4.1.3.3	Bilancio di energia	50
4.1.3.4	Velocità relativa e velocità di deriva	50
4.1.3.5	Bilancio della frazione volumetrica della fase secondaria	51
4.2	Modelli di scambio termico	51
4.3	Modello di turbolenza	52
4.3.1	Modello $k - \varepsilon$	54
4.3.2	Legge di parete	55
5	Casi test	57
5.1	Tubo evaporante con potenza termica a parete imposta	58
5.2	Scambiatore a tre domini	62
5.3	Scambiatore a due domini	63
6	Caso reale	68
6.1	Descrizione scambiatore di calore	68
6.1.1	Geometria	68
6.1.2	Condizioni operative	70
6.2	Analisi CFD	71
6.2.1	Setup analisi CFD	71
6.2.2	Risultati dominio gas	73
6.2.3	Risultati dominio acqua	79
	Conclusioni	89

Elenco delle figure

1.1	Utilizzazione dell'energia in rapporto a complessità dei diversi sistemi di recupero	10
2.1	Diagramma T-s e schema ciclo Rankine.	12
2.2	Caratteristica fluidi di lavoro.	14
2.3	Miscela binaria come fluido di lavoro in ORC.	18
2.4	Configurazione scambiatore di calore con baffles (in alto) e tubi ad U (in basso).	21
2.5	Scambiatore a piastre.	22
2.6	Caratteristiche Toyota 8A-FE.	23
2.7	Distribuzione potenza termica da fuel a 1500 r/min.	24
2.8	Distribuzione potenza termica da fuel a 2000 r/min.	24
2.9	Distribuzione potenza termica da fuel a 3000 r/min.	25
2.10	Distribuzione potenza termica da fuel a carico costante al variare delle condizioni esterne.	25
2.11	Connessione di diversi motori termici in cascata.	26
2.12	Flusso dell' EGR cooling attraverso sistema WHR.	27
2.13	Flusso dell'EGR cooling e dei gas esausti attraverso sistema WHR.	28
2.14	Flusso dei gas esausti attraverso sistema WHR.	29
2.17	Aumento di potenza per differenti configurazioni.	29
2.15	Potenza, momento torcente e velocità per ESC 13.	30
2.18	Potenza utilizzata nelle diverse configurazioni.	30
2.16	WHR performance	31
2.19	Sistema sperimentale ORC	32
2.20	Risultati esperimento	33
2.21	Sistema dual loop.	34
2.22	Sistema di recupero energia TEG-ORC.	36

3.1	Classificazione dei regimi in base all'interfaccia.	38
3.2	Regimi di moto in condotti verticali.	39
3.3	Regimi di moto in condotti orizzontali.	39
3.4	Regimi di flusso e di scambio termico, temperatura del fluido e di parete in un tubo verticale con flusso termico costante alla parete.	40
3.5	Regimi di ebollizione a temperatura di parete costante.	41
5.1	Temperatura (CFX).	59
5.2	Frazione massa vapore (CFX).	60
5.3	Intensità velocità <i>Fluent</i> (CFX).	60
5.4	Temperatura (Fluent).	61
5.6	Intensità velocità (Fluent).	61
5.5	Frazione massa vapore (Fluent).	62
5.7	Scambiatore di calore a 3 domini.	63
5.8	Scambiatore di calore a due domini.	65
5.9	Temperatura scambiatore a due domini troncata a 526 K, CFX.	66
5.10	Frazione in massa vapore, CFX.	67
5.11	Intensità di velocità troncata a 0.12 m/s, CFX.	67
6.1	Rendering 3D scambiatore di calore.	69
6.2	Schema posizionamento.	70
6.3	Condizioni operative scambiatore di calore.	71
6.4	Pressione assoluta dominio gas.	74
6.5	Temperatura dominio gas.	75
6.6	Densità dominio gas.	75
6.7	Intensità di velocità dominio gas.	76
6.8	Intensità di velocità troncata, dominio gas.	76
6.9	HTC lato gas.	77
6.10	Particolare HTC lato gas.	78
6.11	Pressione assoluta dominio acqua.	80
6.12	Temperatura dominio acqua.	81
6.13	Densità dominio acqua.	81
6.14	Frazione in massa fase vapore, dominio acqua.	82
6.15	Frazione in massa fase vapore troncata a 0.01, domino acqua.	83

6.16 Intensità di velocità dominio acqua.	84
6.17 Intensità di velocità troncata a 0.1 m/s, dominio acqua.	84
6.18 Particolare intensità di velocità troncata a 0.1 m/s, dominio acqua.	85
6.19 Componente x della velocità all'ingresso dei condotti dell'acqua.	86
6.20 HTC lato acqua.	86
6.21 Particolare HTC lato acqua.	87

Elenco delle tabelle

2.1	Proprietà fluidi di lavoro puri.	17
2.2	Proprietà dei fluidi di lavoro composti da miscela.	18
5.1	Condizioni operative condotto a U.	58
5.2	Risultati simulazione tubo ad U.	58
5.3	Caratteristiche geometriche scambiatore a tre domini.	63
5.4	Condizioni operative scambiatore a tre domini.	64
5.5	Risultati simulazione scambiatore a 3 domini.	64
5.6	Caratteristiche geometriche scambiatore a due domini.	64
5.7	Condizioni operative scambiatore a due domini.	65
5.8	Risultati da simulazione con CFX dello scambiatore a due domini.	66
6.1	Risultati simulazione e confronto bilanci, lato gas.	73
6.2	Risultati simulazione e confronto bilanci, lato acqua.	79

Capitolo 1

Introduzione e motivazione

Negli ultimi dieci anni, per far fronte al problema del riscaldamento globale, è stata incrementata la regolazione dell'emissione di gas serra e del consumo di combustibile.

Un passo fondamentale è costituito dall'entrata in vigore del *protocollo di Kyoto* il 16 febbraio 2005, dopo la ratifica da parte della Russia. Quest'ultimo evento ha consentito il raggiungimento della condizione necessaria all'entrata in vigore, costituita dalla richiesta di sottoscrizione del trattato da parte delle nazioni che insieme producono almeno il 55% delle emissioni inquinanti. Tra i Paesi non aderenti figurano gli USA, responsabili del 36,2% del totale delle emissioni di ossido di carbonio (annuncio del marzo 2001). L'India e la Cina, che hanno ratificato il protocollo, non sono tenute a ridurre le emissioni di anidride carbonica nel quadro del presente accordo, nonostante la loro popolazione sia relativamente grande. Cina, India e altri Paesi in via di sviluppo sono stati esonerati dagli obblighi del protocollo di Kyoto perché non figurerebbero tra i principali responsabili delle emissioni di gas serra avvenute durante il periodo di industrializzazione; il cambiamento climatico attuale viene imputato a tali emissioni. I Paesi non aderenti sono responsabili del 40% dell'emissione mondiale di gas serra.

Il protocollo di Kyoto consiste in un trattato internazionale in materia ambientale riguardante il riscaldamento globale. Tale documento è stato sottoscritto l'11 dicembre 1997 nella città giapponese di Kyoto, da più di 180 Paesi in occasione della Conferenza COP3 della Convenzione quadro delle Nazioni Unite sui cambiamenti climatici (UNFCCC). Il trattato prevedeva l'obbligo in capo

ai Paesi industrializzati di operare ,nel periodo 2008-2012, una riduzione delle emissioni di elementi inquinanti (biossido di carbonio ed altri cinque gas serra, ovvero metano, ossido di azoto, idrofluorocarburi, perfluorocarburi ed esafluoruro di zolfo) in una misura non inferiore al 5% rispetto alle emissioni registrate nel 1990 (considerato come anno base).

L'8 dicembre 2012 è stato approvato il documento finale della diciottesima Conferenza ONU sul Clima, battezzato *Doha Climate Gateway*. Quest'ultimo consiste in un testo di passaggio (gateway), che conferma il Secondo Periodo di impegni sotto il Protocollo di Kyoto per i paesi sviluppati e inaugura un nuovo regime di negoziati per un trattato globale, legalmente vincolante sul cambiamento climatico, che dovrà essere firmato entro il 2015. Con l'accordo Doha l'estensione del protocollo di Kyoto si è prolungata fino al 2020 anziché alla fine del 2012.[10]

Secondo le valutazioni della *Fondazione Sviluppo Sostenibile*, l'Italia non solo avrebbe centrato ma addirittura superato l'obiettivo di riduzione delle emissioni di Co2 tracciati dall'Europa. Rispetto al 1990 siamo a -7%, mezzo punto in più rispetto al vincolo del 6,5%. A tale risultato ha contribuito in maniera decisiva la crisi economica che ha depresso i consumi e la produzione industriale.[18]

Tale necessità di ridurre l'emissione di gas serra interessa appieno il campo *Automotive*.

In Europa è stata emanato il *Regolamento 2009/443/EC* per la regolazione del consumo di combustibile al fine di limitare le emissioni di diossido di carbonio, per le auto immatricolate per la prima volta, a 130 g/km nel 2015 e 95 g/km nel 2020. L'obiettivo annuale specifico di ciascun produttore è proporzionato alla massa media della flotta prodotta ed immatricolata. In caso di inadempienza, i produttori sono soggetti al pagamento di un'imposta per ogni grammo di CO2 in eccesso rispetto all'obiettivo fissato annualmente e derivante dal parco auto venduto e immatricolato. [27]

Sono state annunciate regolazioni in USA per ridurre l'emissione di gas serra ed aumentare il risparmio di combustibile a 15,09 km/l (35,5 mpg) entro il 2016. L'obiettivo ultimo di tale regolamento è di arrivare ad una resa di 21,26 km/l (50 mpg).

Il governo della Corea del Sud e l'industria dell'automobile sono in fase di

deliberare il progetto di sviluppo denominato *green cars* al fine di ottenere una resa di combustibile pari a 17 km/l entro il 2015. Si prevede, inoltre, l'utilizzazione di barriere commerciali attraverso l'applicazione di sanzioni per veicoli importati che non soddisfino il regolamento.[5]

Dalle linee guida, emesse dal consiglio di stato della Cina nel Febbraio 2013, emerge il progetto di intensificare gli sforzi per promuovere il risparmio energetico sui motori a combustione interna con l'obiettivo di ridurre i consumi di carburante e le emissioni di gas serra. Si prevede la riduzione del tasso di consumo dal 6% al 10% entro il 2015, rispetto ai livelli del 2010. Ampliando l'utilizzo di prodotti a risparmio energetico, la Cina mira a risparmiare 20 milioni di tonnellate di carburante, ridurre le emissioni di anidride carbonica di 62 milioni di tonnellate e ridurre le emissioni di ossidi di azoto del 10% nel corso del periodo. Il risparmio energetico nei motori a combustione interna toccherà il 60% del totale dei motori in uso entro il 2015, stando ai dati diffusi nelle linee guida emesse dal Consiglio dei Ministri della Cina, secondo il quale questi motori attualmente non soddisfano gli standard internazionali.[11]

Mentre il consumo di energia globale continua a crescere, il punto chiave nella ricerca dei motori a combustione interna è rivolto all'aumento di efficienza nell'utilizzazione del combustibile, al fine di ottenere un risparmio di energia.[26]

Negli ultimi anni l'industria dell'automobile ha fatto molti progressi nel miglioramento dell'efficienza del motore. Fin qui, le attività di ricerca e sviluppo si sono incentrate maggiormente sull'ottimizzazione del processo di combustione. Tuttavia, l'efficienza dei motori attuali sta raggiungendo il suo limite tecnico e non sarà sufficiente a soddisfare i futuri obiettivi di risparmio di carburante senza ulteriori misure.[19]

In questo contesto, i veicoli ibridi (HEV: Hybrid electric vehicle), che combinano un motore a combustione interna con un motore elettrico, si sono diffusi in molti paesi del mondo diventando popolari grazie a un ridotto consumo di combustibile accompagnato da buone performance. Inoltre le applicazioni di ottimizzazione del sistema di gestione dell'energia possono anch'esse contribuire alla riduzione del consumo di carburante.[14]

Ma la più grande e finora inutilizzata fonte di energia in una automobile è costituita dal calore perso dal motore a combustione interna sottoforma di gas di

scarico, sistema di raffreddamento del motore e lubrificanti.[19] In particolare, pur dipendendo dal tipo di concetto di combustione e dalle caratteristiche del veicolo (massa, resistenza all'avanzamento), bisogna considerare che il 60-70% dell'energia del combustibile viene dissipata.

1.1 Sistemi di recupero calore

Possono essere utilizzati diversi sistemi per il recupero dell'energia non sfruttata dal motore a combustione interna.

Tali sistemi differiscono tra loro per i fenomeni fisici, la complessità e la diversa entità di recupero dell'energia termica(1.1)):

- **Cicli Rankine:** sono cicli termodinamici composti da due trasformazioni adiabatiche e due isobare. Lo scopo è quello di trasformare il calore, che viene fornito esternamente a un circuito chiuso, in lavoro. È l'applicazione più vantaggiosa a parità di costi e complessità. Si possono avere diverse configurazioni nell'utilizzo automotive a seconda delle fonti di energia sfruttate.
- **Generatori termoelettrici:** sono dispositivi capaci di produrre energia elettrica sfruttando una differenza di temperatura. Si basano sull'effetto Seebeck, che è un effetto termoelettrico per cui, in un circuito costituito da conduttori metallici o semiconduttori, una differenza di temperatura genera elettricità. È l'opposto dell'effetto Peltier. I generatori termoelettrici forniscono un'alternativa per il recupero di calore di scarto. Tale tecnologia ha il vantaggio dell'assenza di parti in movimento, che potrebbero essere soggette a guasti, e della necessità di sistemi di controllo poco sofisticati. Per contro si riscontrano basse efficienze e costi elevati.[6]
- **Turbomacchine:** sono dispositivi che sfruttano l'energia cinetica dei gas esausti. Tra questi si considerano i *Turbocompressori* e i *Turbo-compound*. Il *turbocompressore*, spesso abbreviato in turbo, è un organo meccanico il cui scopo è quello di sovralimentare un motore endotermico. Talora noto come turbogruppo, per l'integrazione tra turbina e compressore vero e proprio, costituisce il metodo più diffuso per incrementare

l'alimentazione dei motori, in particolare quelli di autotrazione. Un sistema *turbo-compound* è una soluzione tecnologica utilizzabile su motori a combustione interna a pistoncini volta a recuperare parzialmente l'energia contenuta nei gas di scarico, cedendo energia meccanica direttamente all'albero motore. Nasce come applicazione aeronautica, ma alcuni costruttori di autocarri hanno recentemente incorporato il turbo-compound nei loro ultimi modelli di motore. In questi motori, la turbina di recupero potenza è montata a valle di quella del turbocompressore tradizionale, massimizzando il recupero dell'energia dei gas di scarico. L'accoppiamento tra la turbina e l'albero motore è assicurato da un giunto idraulico che evita che la turbina venga trascinata dall'albero motore ai bassi regimi assorbendo potenza.

A riguardo, il regolamento F1 2014 prevede che il compressore possa essere impiegato, sfruttando i gas di scarico che attraversano la turbina, per recuperare energia elettrica in batterie.

- **Joule:** include l'utilizzo di scambiatori di calore allo scopo di sfruttare il calore recuperato per incrementare il benessere termico dei passeggeri.[9]

Le applicazioni di *motori Stirling*, le applicazioni sfruttanti *processi catalitici* o *effetti termo-acustici*, sono, ad oggi, poco rilevanti dal punto di vista dell'energia recuperata e piuttosto complessi/onerosi.

In questo quadro, il ciclo Rankine risulta essere la tecnologia più vantaggiosa in termini di potenza recuperata, a fronte di onerosità e complessità del sistema affrontabili nel breve periodo.

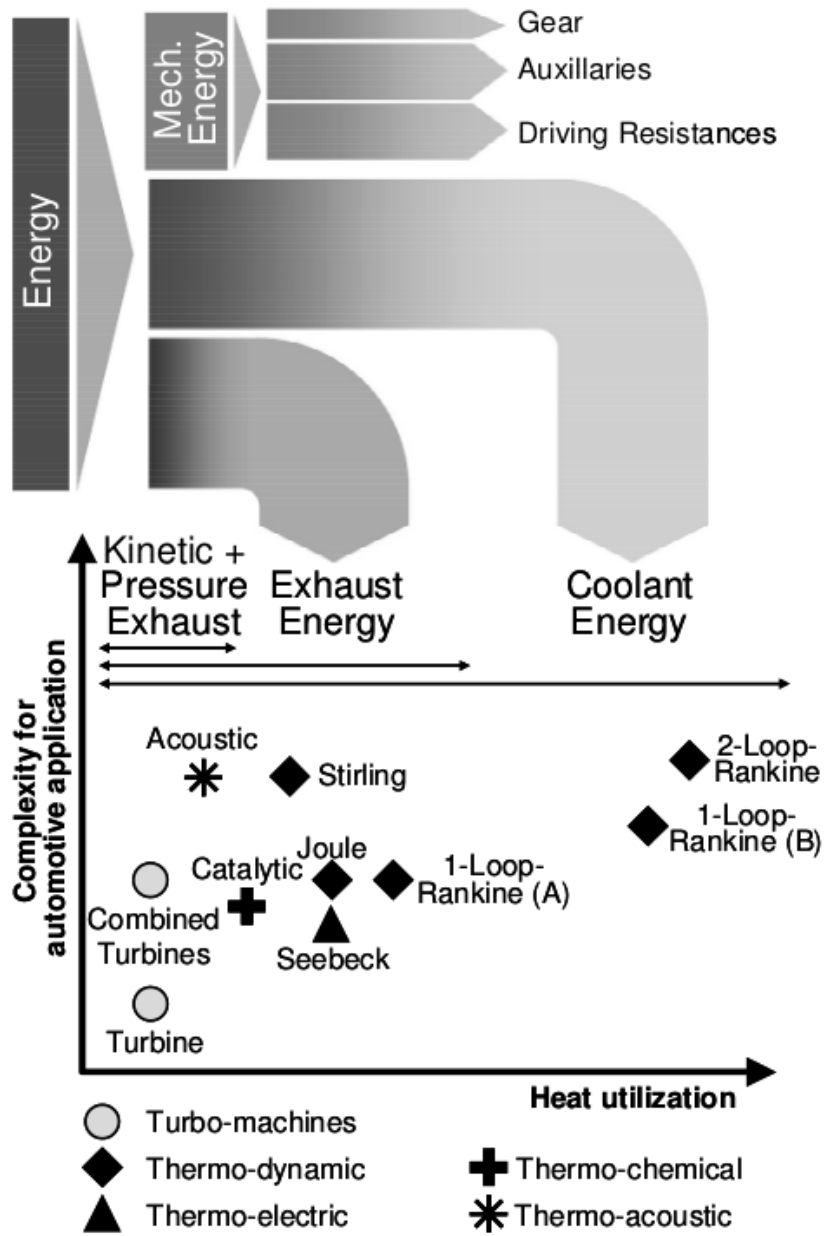


Figura 1.1: Utilizzazione dell'energia in rapporto a complessità dei diversi sistemi di recupero .

Capitolo 2

Presentazione delle applicazioni

2.1 Ciclo Rankine

Il ciclo Rankine è utilizzato nella maggior parte dei casi come ciclo motore nelle centrali termoelettriche con combustibile chimico o nucleare. Normalmente, il fluido di lavoro è acqua, ma sono presenti eccezioni interessanti costituite dai *cicli Rankine organici* (ORC). In Figura(2.1) è riportata la rappresentazione di un ciclo Rankine sul diagramma (T, s), insieme ad uno schema a blocchi dell'impianto impiegato per la realizzazione del ciclo.

Il fluido esce dal condensatore nel punto 1, sulla curva limite inferiore a bassa pressione, p_{cond} . Poi viene compresso da una pompa in un processo adiabatico, reversibile nel ciclo teorico, fino alla pressione p_{evap} (punto 2); il volume specifico rimane quasi costante. Uscito dalla pompa, il fluido entra in un generatore di vapore, dove si riscalda, vaporizza, e in genere si surriscalda fino al punto 3, a pressione costante. A questo punto, il fluido entra in una turbina, dove subisce un'espansione adiabatica, reversibile nel ciclo teorico, fino alla pressione p_{cond} (punto 4). Infine, il fluido entra in un condensatore, che lo riporta nello stato iniziale. In sintesi il ciclo Rankine è così costituito:

1→2 compressione adiabatica, reversibile nel ciclo teorico;

2→3 riscaldamento, vaporizzazione e surriscaldamento, a pressione costante;

3→4 espansione adiabatica, reversibile nel ciclo teorico;

4→1 condensazione, a pressione costante e temperatura costante.[25]

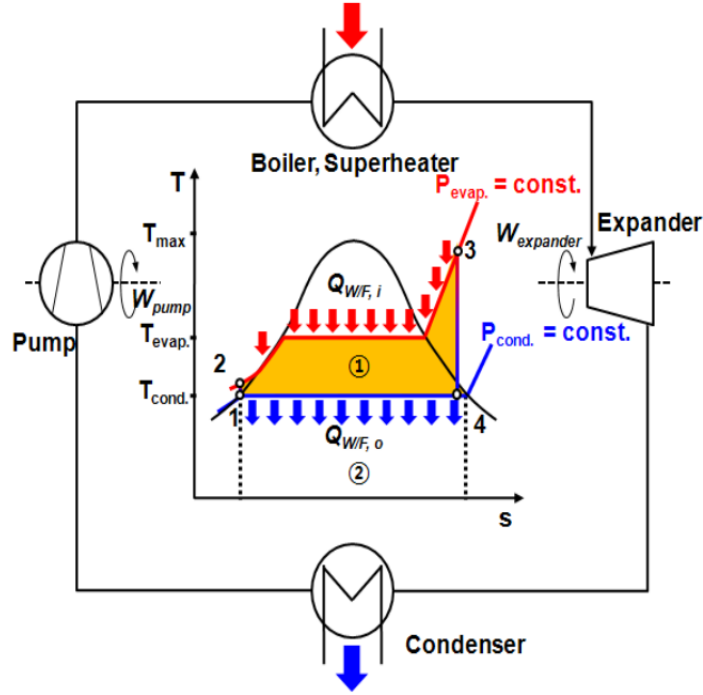


Figura 2.1: Diagramma T-s e schema ciclo Rankine.

L'efficienza ideale del ciclo Rankine (η_{ideal}), la frazione di potenza recuperata (ξ) e la potenza rigenerativa ideale (P_{ideal}), sono espressi nel seguente modo:

$$\eta_{ideal} = \frac{W_{expander} - W_{pump}}{Q_{w/f,in}} = 1 - \frac{Q_{w/f,out}}{Q_{w/f,in}}$$

$$\xi = \frac{Q_{w/f,in}}{Q_{w/h}}$$

$$P_{ideal} = Q_{w/h} \cdot \eta_{ideal} \cdot \xi$$

dove $W_{expander}$ e W_{pump} sono rispettivamente la potenza erogata dalla turbina e la potenza assorbita dalla pompa, $Q_{w/f,in}$ è la potenza termica ceduta al fluido di lavoro durante i processi di riscaldamento, vaporizzazione e surriscaldamento, $Q_{w/f,out}$ è la potenza termica ceduta dal fluido al condensatore, $Q_{w/h}$ è la potenza termica della sorgente di calore utilizzata.

È possibile realizzare un ciclo Rankine supercritico, cioè un ciclo caratterizzato da una pressione di alta superiore alla pressione critica. In questo caso non

si necessita di un evaporatore: l'assenza di un evaporatore aiuta a ridurre gli ingombri, il che costituisce un aspetto di rilievo per le applicazioni mobili.

2.2 Fluido di lavoro

La scelta del fluido di lavoro di un ciclo Rankine è il primo passo nella progettazione del sistema. Tale scelta richiede varie considerazioni su:

- condizioni della sorgente da cui recuperare energia;
- efficienza del ciclo;
- dimensione dei componenti;
- affidabilità del sistema;
- costi del sistema;
- sicurezza e aspetti ambientali.[5]

2.2.1 Tipologie fluidi di lavoro

I fluidi possono essere suddivisi nelle seguenti categorie in base alla pendenza della curva di saturazione del vapore in un diagramma T-S:

- *wet fluid*;
- *isoentropic fluid*;
- *dry fluid*.

La curva di vapore saturo di un *wet fluid* (e.g. *acqua*) è caratterizzata da pendenza negativa, mentre le medesime curve per *isoentropic fluid* (e.g. R11, R12) e *dry fluid* (e.g. *R113, benzene*) hanno rispettivamente pendenza infinita e positiva; ciò è evidenziato in Figura(2.2). La pendenza della curva di saturazione del vapore influenza soprattutto l'espansione del fluido nel ciclo Rankine. [16]

Considerando un *wet fluid* l'espansione finisce in una regione caratterizzata dalla presenza di entrambe le fasi, nel caso in cui, a causa della ridotta temperatura della sorgente di calore, è difficile ottenere un sufficiente surriscaldamento

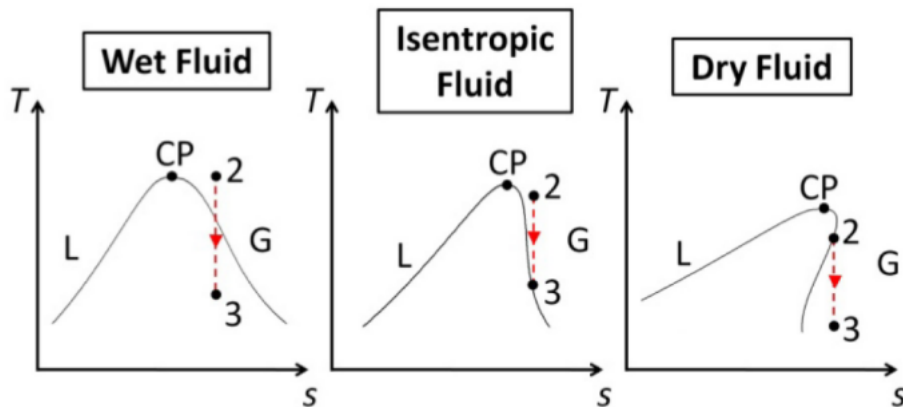


Figura 2.2: Caratteristica fluidi di lavoro.

nel punto 2. In tal caso effettuando l'espansione in turbina, la presenza di un elevato carico di umidità all'uscita dell'espansore avrebbe un effetto negativo sull'usura e l'erosione delle pale della turbina.

Un *isoentropic fluid* presenta una curva di saturazione del vapore che segue l'andamento di una espansione isoentropica, per cui non è necessario avere un elevato surriscaldamento.

Un *dry fluid* rimane in uno stato di surriscaldamento dopo l'espansione, anche quando quest'ultima inizia sulla curva di vapore saturo; ne consegue che per tali fluidi il surriscaldamento è ridondante. Per contro si osserva che la condensazione è molto difficile o richiede l'utilizzo di un recuperatore: la necessità di un recuperatore significa l'introduzione di un ulteriore equipaggiamento, impattando negativamente sull'assemblaggio dell'intero sistema.

Si deduce che, essendo forti caratteristiche *wet* o *dry* poco adeguate per tali utilizzi, si preferiscono i fluidi di lavoro che più si avvicinano ad un *isoentropic fluid*.

2.2.1.1 Fluidi puri

- **Acqua:** ha la peculiarità di avere un calore latente di vaporizzazione superiore rispetto a quello degli altri fluidi considerati, oltre ad una elevata densità. La portata in massa necessaria per il recupero di una determinata quantità di calore è relativamente bassa. Ciò rende possibile la riduzione delle dimensioni dei componenti a parità di calore scambiato.

L'acqua è un refrigerante naturale per cui, oltre a non inquinare e ad essere sicura, ha larga compatibilità con i diversi materiali; tale caratteristica permette una scelta dei materiali in termini di peso e costi. La stabilità termica del fluido è vantaggiosa in termini di durabilità del sistema e scelta dei range operativi. Tuttavia, a causa della sua elevata temperatura di vaporizzazione, se la sorgente di calore è a bassa temperatura, l'energia recuperata può essere molto ridotta; a causa dell'alto punto di congelamento, l'acqua deve essere utilizzata in forma di miscela con un anticongelante.[5]

- **Ammoniaca:** ha il vantaggio di avere un punto di congelamento molto basso, ma è anche un fluido molto tossico: una perdita di ammoniaca dal sistema, magari causata da un incidente, potrebbe risultare una situazione pericolosa per l'uomo e per la contaminazione dell'ambiente.
- **CO2:** il biossido di carbonio non viene considerato come fluido idoneo poichè ha alta pressione di condensazione e bassa temperatura di condensazione. Quindi non è possibile condensare la CO2 utilizzando l'aria ambiente.

Risulta molto interessante l'utilizzo di composti organici come fluidi refrigeranti, poichè presentano bassa temperatura di vaporizzazione (al di sotto di 650 K); il loro utilizzo implica elevata efficienza nello sfruttamento di sorgenti di calore a bassa temperatura. Al contrario il basso calore latente di vaporizzazione richiede una elevata portata in massa a parità di recupero di energia.

Nella scelta dei fluidi organici bisogna considerare diversi aspetti:

- il refrigerante deve essere eco-friendly ($GWP \leq 150^1$);
- le alte temperature del sistema potrebbero portare alla presenza di fenomeni di dissociazione termica delle molecole;

¹Il *Global Warming Potential* è il parametro che definisce il potenziale di una sostanza come gas serra; è assunto, per convenzione, pari ad 1 per la CO2. Il GWP è definito come l'effetto di riscaldamento su un certo orizzonte temporale prodotto da 1 kg di sostanza rispetto a quello prodotto nello stesso tempo da 1 kg di CO2. La definizione è la seguente: $GPW_i = \int_0^T a_i dt / \int_0^T a_{CO_2} dt$, dove a è la capacità specifica dell'inquinante di trattenere calore.[8]

- per un fissato rapporto di espansione bisogna scegliere opportunamente la temperatura di condensazione voluta, e quindi la pressione di condensazione, al fine di avere una condensazione agevole e contemporaneamente una pressione di alta non troppo elevata.

Alcoli come **etanolo** e **metanolo** sono molto infiammabili ma non dannosi per l'ambiente. Un sistema di recupero di calore contenente un fluido di lavoro infiammabile richiede speciali accorgimenti progettuali per ridurre il rischio di incendio in caso di incidente.

La pressione critica di acqua, etanolo, metanolo ed ammoniaca risulta essere troppo alta per l'utilizzo in cicli rankine supercritici; tali fluidi sono quindi da considerarsi appropriati per cicli sottocritici.

Vengono inoltre considerati altri fluidi organici refrigeranti: , , idrofluorolefine (HFO).

HFO-1234yf è un idroclorofluorocarburi (HCIFC), nuovo refrigerante a basso GWP, il quale si propone di sostituire R134a nei sistemi di condizionamento. La sua temperatura critica è troppo bassa (410 K) per l'utilizzo in un ciclo sottocritico. Tra le caratteristiche ci sono bassa infiammabilità e bassa tossicità.

HCFC-123 è un idroclorocarburi (HCFC), unico refrigerante, tra quelli considerati, ad avere un valore non nullo (seppur basso) di ODP². Risulta essere poco infiammabile ma molto tossico. È l'unico refrigerante considerato idoneo ad un ciclo sottocritico.

HFC-152a è un refrigerante con basso GWP, moderatamente infiammabile e poco tossico .

Riguardo agli aspetti ambientali, i due parametri Ozone Depletion Potential (ODP) e Global Warming Potential (GWP) sono tradizionalmente utilizzati per la valutazione dei differenti fluidi refrigeranti come mostrato in Tabella(2.1).

²L'Ozon Depletion Potential valuta l'impatto ambientale dei fluidi frigoriferi in termini di distruzione della fascia di ozono; è definito in termini relativi, cioè come il rapporto tra l'impatto sull'ozono atmosferico di una massa unitaria dell'inquinante e l'impatto di una massa unitaria di R-11, assunto come fluido di riferimento. Viene definito come: $ODP_i = \frac{\int_0^T m_{O3-i} dt}{\int_0^T m_{O3-R11} dt}$, dove m_{O3} è la massa di ozono perduta a causa del gas serra e T è il tempo trascorso.[8]

Fluido di lavoro	T_{min}/T_{max}	Infiammabilità/ Tossicità	ODP/ GWP
Acqua	273/2000 K	No/No	0/0
Ammoniaca	196/700 K	Bassa/Alta	0/0
Etanolo	158/650 K	Alta/Bassa	0/0
Metanolo	176/620 K	Alta/Bassa	0/0
HFO-1234yf	220/410 K	Moderata/Bassa	0/4
HCFC-123	166/600 K	Molto bassa/Alta	0.02/76
HFC-152a	155/500 K	Moderata/Bassa	0/122

Tabella 2.1: Proprietà fluidi di lavoro puri.

2.2.1.2 Miscele di fluidi

Comunemente si usano fluidi di lavoro puri, che hanno però l'inconveniente di avere evaporazione e condensazione isoterme; ciò porta ad un aumento delle irreversibilità, e conseguentemente a una diminuzione dell'efficienza durante il trasferimento di calore.[16]

La natura di una miscela binaria nella regione bifase favorisce una miglior resa del ciclo ORC. Ciò è visibile in Figura(2.3). Poichè, per un fluido di lavoro composto da una miscela binaria, la temperatura di vapore saturo è più alta di quella di liquido saturo (i.e., $T_3 > T_H$), la temperatura media di vaporizzazione è più alta di T_H . Ciò riduce la differenza tra le temperature della sorgente di calore e del fluido di lavoro nell'evaporatore. L'aumento della temperatura media di evaporazione porta un aumento dell'efficienza termica dell'ORC. Nel condensatore, avendo una temperatura media di condensazione superiore a T_L , è necessario un maggior scambio di calore rispetto al caso di fluido di lavoro puro, per raggiungere la temperatura T_L . Secondo alcuni rapporti in letteratura, attraverso un appropriata scelta del fluido di lavoro a miscela binaria si può ottenere un miglioramento del 5-15% dell'efficienza termica, rispetto al caso di fluido puro.[23]

Combinare diversi fluidi puri per formare una miscela è quindi una strategia per migliorare le caratteristiche del fluido di lavoro in un sistema di recupero di energia per applicazioni automotive. Così facendo, si ottiene una migliore protezione dal ghiacciamento, come nel caso di miscela di acqua con sostanze aventi bassa temperatura di congelamento, o si crea una variazione di temperatura durante l'evaporazione e la condensazione, come nel caso dei fluidi non

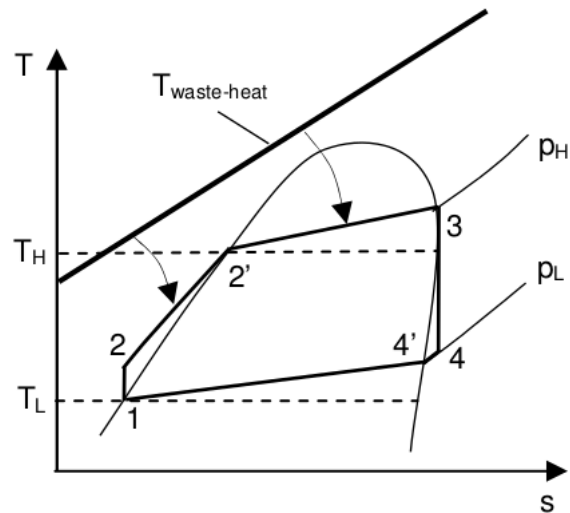


Figura 2.3: Miscela binaria come fluido di lavoro in ORC.

azeotropici, riducendo la distruzione di exergia³ nello scambiatore di calore. Oltre alle miscele contenenti acqua, ammoniacca, etanolo e metanolo, vengono considerate le miscele non azeotropiche: R430A e R431A. Le proprietà di tali miscele sono illustrate in Tabella(2.2).

Miscela	Frazione in massa	GPW
R430A	76:24 (R152a:R600a)	104
R431A	71:29 (R290:R152A)	43
Acqua/Ammoniaca	Variabile	0
Acqua/Etanolo	Variabile	0
Acqua/Metanolo	Variabile	0

Tabella 2.2: Proprietà dei fluidi di lavoro composti da miscela.

- **R430A:** è una miscela contenente R152a⁴ e isobutene. Uno svantaggio di tale miscela è l'aumento di infiammabilità rispetto a R152a dovuto

³L'*exergia* è l'energia convertibile in tipologie sfruttabili come l'energia cinetica e l'energia elettrica. L'energia elettrica è la forma raffinata, seguita da energia cinetica ed energia termica. Dal punto di vista dell'*exergia*, a parità di potenza termica, è preferibile una ridotta portata di fluido ad alta temperatura rispetto ad una elevata portata di fluido a bassa temperatura.

⁴1,1-Difluoroethane è un composto organico con formula chimica C₂H₄F₂

alla presenza di isobutene. A causa della bassa temperatura critica, è idoneo agli utilizzi in cicli supercritici.

- **R431A:** è una miscela contenente R152a e propano. Risulta essere più infiammabile rispetto all'R430A.
- **Acqua/Ammoniaca:** miscela con alto contenuto di acqua avente minore tossicità rispetto all'ammoniaca pura e punto di congelamento sufficientemente basso.
- **Acqua/Etano**lo: miscela con alto contenuto di acqua e con accettabile punto di congelamento. L'infiammabilità è molto minore rispetto al caso di etanolo puro. La stabilità termica è garantita al di sotto di 620 K.
- **Acqua/metano**lo: ha proprietà simili alla miscela Acqua/Etano
lo. Con un contenuto di acqua dell'80% in massa, la miscela congela a -25°C . In accordo con l'NFPA⁵, è considerata una miscela infiammabile se contenente meno del 74% di acqua. La stabilità termica è garantita al di sotto di 650 K.[16]

2.3 Scambiatore di calore

Esistono diverse tecnologie di scambiatori di calore largamente disponibili sul mercato. Queste possono essere suddivise in due categorie in base alla geometria: tubi e piastre. Il primo gruppo include tutti gli scambiatori di calore che usano tubi per separare il fluido di lavoro dalla sorgente calda. Gli scambiatori di calore a piastre sono basati su una configurazione a fogli creando diversi livelli intermittenti di passaggio della sorgente fredda e di quella calda.

La progettazione e la configurazione degli scambiatori di calore tiene conto delle caratteristiche della sorgente di calore: tipologia (liquido, gas e vapore), temperatura relativa, portata, densità e direzione del flusso. Allo stesso modo ci si deve indirizzare su basse cadute di pressione, massa ridotta, volume ridotto, alta efficienza di trasferimento del calore e basso costo. Il costo dello scambiatore di calore varierà, per lo più, in base alla scelta della tecnologia,

⁵NFPA: National Fire Protection Association.

del fluido di lavoro e delle condizioni operative. Il volume relativo può essere investigato conoscendo la densità di superficie di scambio:

$$\beta = \frac{A}{V}$$

dove A è la superficie di cambio di calore e V è il volume dello scambiatore. Uno scambiatore di calore con elevato β avrà un volume minore a parità di superficie di scambio. In tale valutazione è importante tener conto delle cadute di pressione.

La tecnologia più comune è lo scambiatore a fascio tubiero, costituito da un insieme di tubi di scambio posti all'interno di un involucro cilindrico (mantello), dove il fluido di lavoro percorre, generalmente, i tubi interni, mentre la sorgente calda, che scorre all'interno dell'involucro, li lambisce esternamente. Variando il diametro, la lunghezza e la disposizione dei tubi interni, si ha grande flessibilità nella progettazione dello scambiatore.

Con l'obiettivo di aumentare la superficie di scambio termico tra i due fluidi, è possibile fare delle modifiche, come aggiungere baffles (setti separatori) all'interno dell'involucro oppure optare per una configurazione a U per i tubi interni (Figura(2.4)).[17]

Quando il gas è usato dalla parte dell'involucro esterno, possono essere utilizzate delle alette di altezza ridotta sulla superficie esterna dei tubi interni. Studi precedenti dimostrano che l'aggiunta delle alette può portare alla diminuzione del peso del 51% e la riduzione delle cadute di pressione del 45%; per contro si avrà un aumento di peso del 18%.[17]

Lo scambiatore a piastre è costituito da una sequenza di piastre corrugate (in modo da aumentare la superficie di scambio e la turbolenza ed evitare la flessione delle stesse), separate l'una dall'altra attraverso una guarnizione in gomma o in altro materiale, che garantisce la tenuta idraulica verso l'esterno e intorno ai fori di passaggio. Ciascuna coppia di piastre delimita una camera di passaggio per il fluido caldo o per il fluido freddo, a seconda della posizione delle piastre; infatti ciascuna piastra è a contatto da un lato con il fluido caldo e dall'altro lato con il fluido freddo, in maniera alternata (per cui nella prima piastra il fluido freddo si trova sul lato destro e il fluido caldo sul lato sinistro, nella successiva il fluido caldo si trova sul lato destro e il fluido sinistro sul lato sinistro, e così via). Ciascuna piastra presenta quattro fori (due fori di

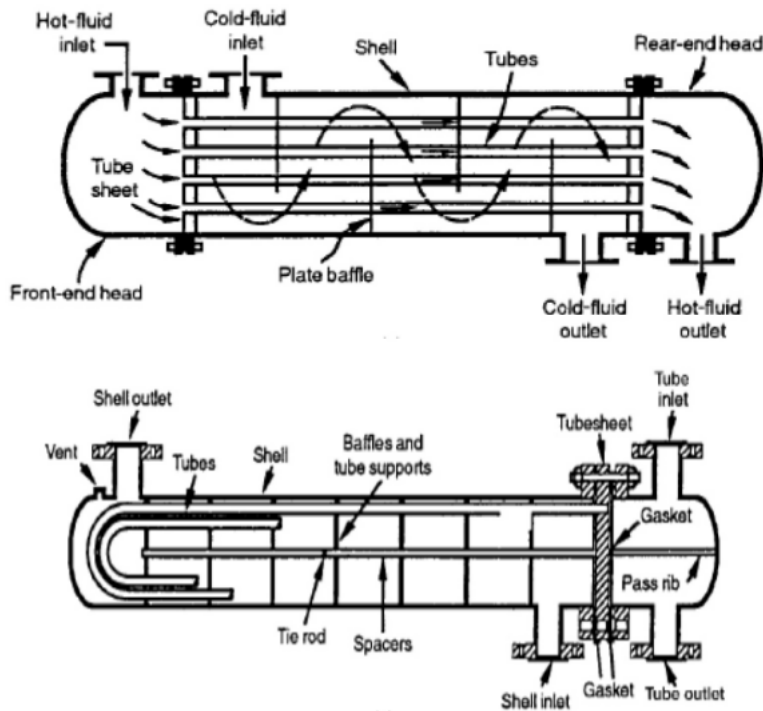


Figura 2.4: Configurazione scambiatore di calore con baffles (in alto) e tubi ad U (in basso).

alimentazione e due fori di scarico) agli angoli di essa. Tale configurazione è riportata in Figura(2.5).[17]

La pila di piastre e la struttura di supporto sono tenute insieme da bulloni che, comprimendo le guarnizioni, formano una tenuta.

Dal modo con cui vengono assemblati questi scambiatori di calore, si nota la facilità di manutenzione, la flessibilità e la relativa semplicità con cui il dispositivo può essere smontato e le piastre modificate o riordinate. Una limitazione riconosciuta di questa tecnologia è la restrizione di utilizzo all'interno di determinati range di pressione. I materiali utilizzati per la guarnizione limitano la temperatura massima di esercizio. [19]

I limiti d'impiego sono normalmente temperature non superiori a 200-250 °C (a causa delle guarnizioni in gomma) e pressioni non superiori a 25-30 bar. Tuttavia è presente sul mercato uno scambiatore di calore a piastre che può arrivare fino a 638C e 20.7bar.[27]

Esistono inoltre scambiatori a schiuma metallica, i quali sono sempre basati

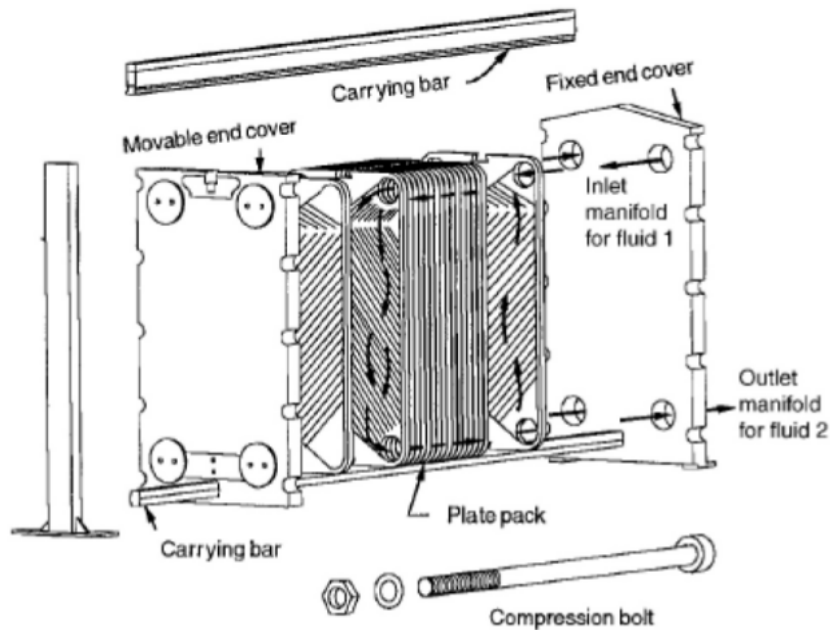


Figura 2.5: Scambiatore a piastre.

su una struttura a strati, e permetterebbero una riduzione della massa dello scambiatore pari al 35% , e una riduzione del volume dello scambiatore del 42%. I principali svantaggi sono costituiti da un aumento delle cadute di pressione del 92% e da un costo molto elevato rispetto alle altre tecnologie menzionate.[19]

L'analisi CFD risulta essere uno strumento fondamentale per guidare nella progettazione dello scambiatore, che, oltre a dover essere efficiente, deve rispondere a vincoli di installazione in vettura.

2.4 Stato dell'arte nel recupero di calore nei motori a combustione interna

Uno studio condotto dalla Xi'an Jiaotong University (P R China)[26], presenta un'analisi sperimentale della distribuzione della potenza termica fornita dalla combustione in un motore a ciclo Otto.

L'oggetto dello studio è la Toyota 8A-FE, autovettura presente sul mercato

cinese, le cui caratteristiche sono riportate in Figura(2.6).

Model of the Engine	Tianjin FAW TOYOTA8A-FE
Type of the Cylinder	straight-four
Type of the Valve	4 cross-flow valves per cylinder, dual-overhead camshaft
Fuel Delivery	Closed-loop multi-point electric fuel injection(EFI)
Displacement	1342ml
Rated Power	63kW
Rated Revolution	6000 r•min-1
Maximum Torque	110N•m/5200r/min
Cylinder Diameter×stroke	78.7×69mm
Compression ratio	9.3

Figura 2.6: Caratteristiche Toyota 8A-FE.

La potenza termica ricavata dalla combustione, viene suddivisa nel seguente modo:

$$Q = Q_e + Q_{eg} + Q_{cw} + Q_r$$

dove Q_e è la potenza termica convertita dal motore in lavoro effettivo, Q_{eg} è la potenza termica portata via dai gas esausti, Q_{cw} è la potenza termica ceduta al fluido di raffreddamento e Q_r è la rimanente potenza termica dispersa che include la parte riguardante i lubrificanti.

I dati ricavati dall'analisi sono riportati in Figura(2.7), Figura(2.8), Figura(2.9) e Figura(2.10).

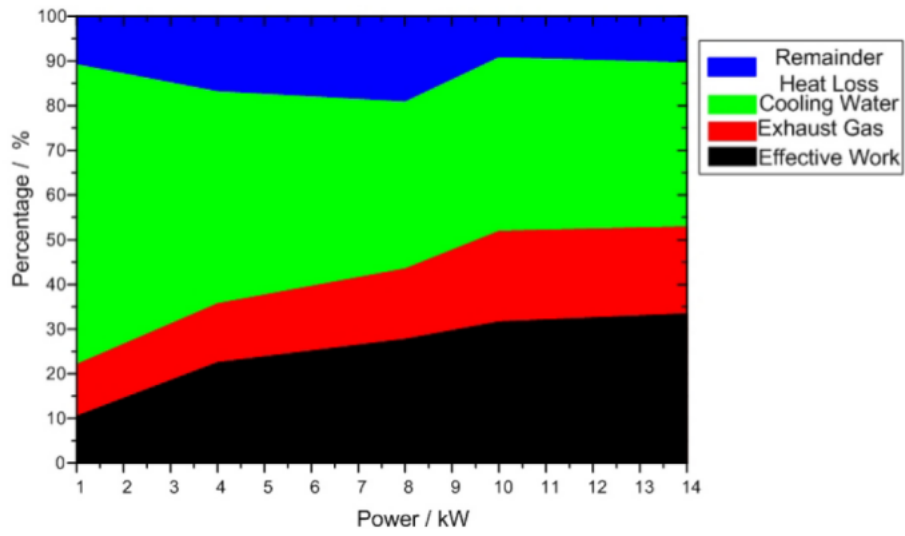


Figura 2.7: Distribuzione potenza termica da fuel a 1500 r/min.

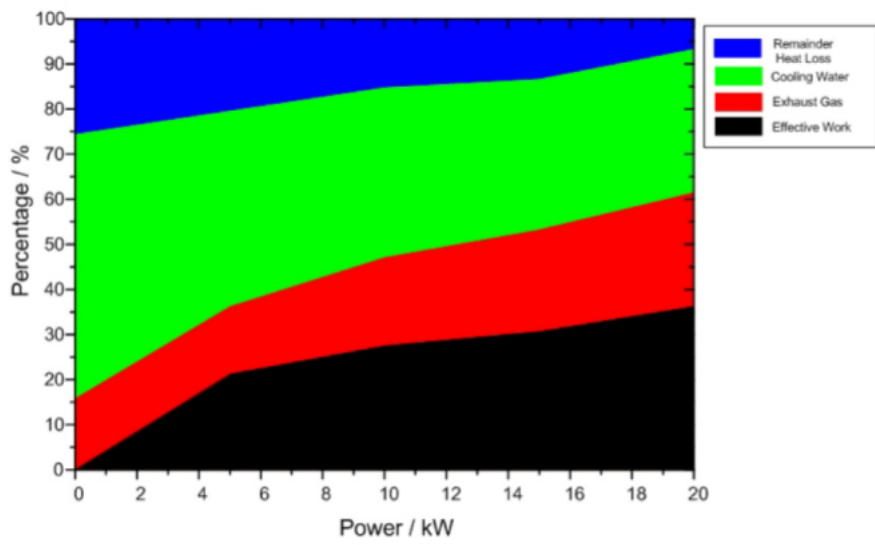


Figura 2.8: Distribuzione potenza termica da fuel a 2000 r/min.

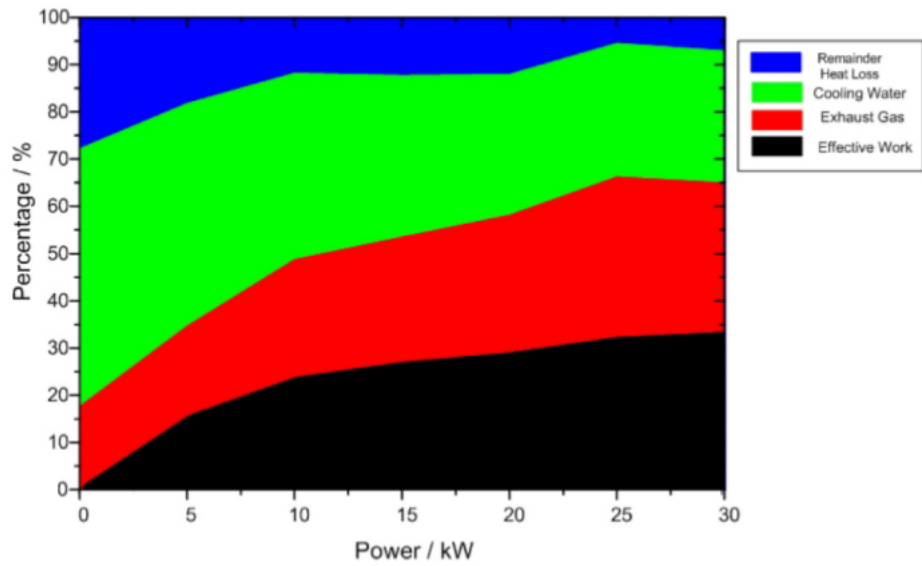


Figura 2.9: Distribuzione potenza termica da fuel a 3000 r/min.

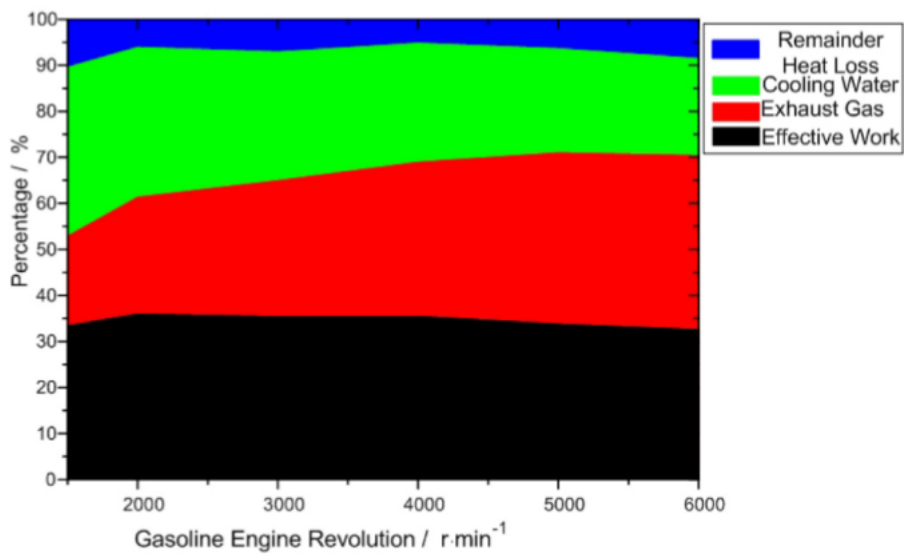


Figura 2.10: Distribuzione potenza termica da fuel a carico costante al variare delle condizioni esterne.

Da tali grafici risulta che:

- Q_e aumenta all'aumentare del carico, mentre non cresce molto all'aumentare del numero di giri;

- Q_{cw} decresce all'aumentare di carico e numero di giri;
- Q_{eg} aumenta all'aumentare del carico e del numero di giri.

Solo un terzo della potenza termica ottenuta dalla combustione viene convertito in lavoro effettivo, il resto viene rilasciato nell'ambiente.

In Figura(2.11) si riporta un diagramma concettuale dell'utilizzazione in cascata di differenti motori termici. Nel caso di MCI per utilizzazione mobile, la temperatura massima si aggira intorno ai 2000 °C e i gas di scarico escono a T_2 ; quest'ultima temperatura è circa uguale alla temperatura di ingresso di un ciclo Rankine o di un motore Stirling.[12]

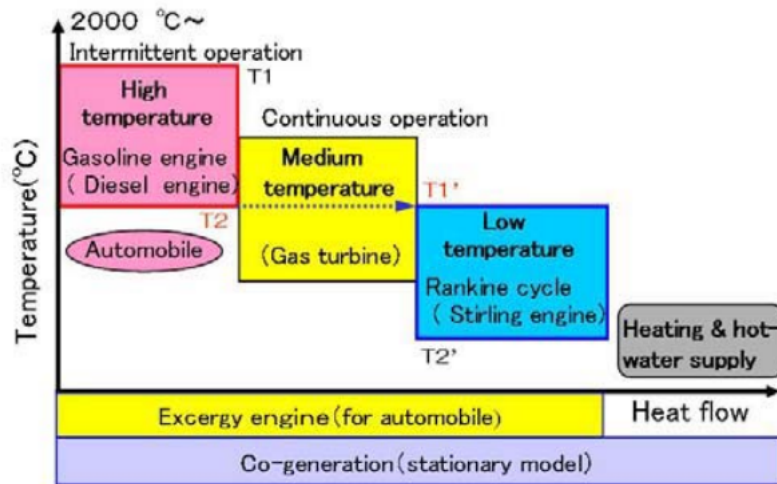


Figura 2.11: Connessione di diversi motori termici in cascata.

2.4.1 Configurazioni

L'implementazione di un ciclo Rankine per il recupero di energia in applicazioni mobili è stata studiata per diversi anni, ed inizialmente pensata per mezzi pesanti, come documentato dai primi articoli a partire dal 1976⁶. Mack Trucks

⁶([a] Platell O. B : "Progress of Saab Scania's Steam Power Project", Society of Automotive Engineers, 760344, 1-12, 1976. [b] E. F. Doyle, L. DiNanno, S. K : "Installation of a Diesel-Organic Rankine Compound Engine in a class 8 Truck for a Single-Vehicle Test", Society of Automotive Engineers, 790646, 1979.)

progettò negli anni '70 un ciclo Rankine su un mezzo pesante commerciale usando una miscela di Fluorinol⁷ come fluido di lavoro.[13]

Sono presenti diversi articoli recenti riguardanti applicazioni mobili di recupero di calore attraverso ciclo Rankine, inerenti sia a mezzi pesanti che ad automobili.

2.4.1.1 Applicazioni Heavy-Duty

AVL Powertrain Engineering nel 2010 pubblica un articolo [22] riguardante un'analisi teorica del sistema WHR⁸ con ciclo Rankine, applicato ad un motore a ciclo Diesel di 10,8 litri.

Vengono proposte tre diverse configurazioni in base alle fonti di calore sfruttate per il recupero:

- EGR⁹ cooling (Fig.2.12);
- EGR cooling & Exhaust gas (Fig.2.13);
- Exhaust gas (Fig.2.14).

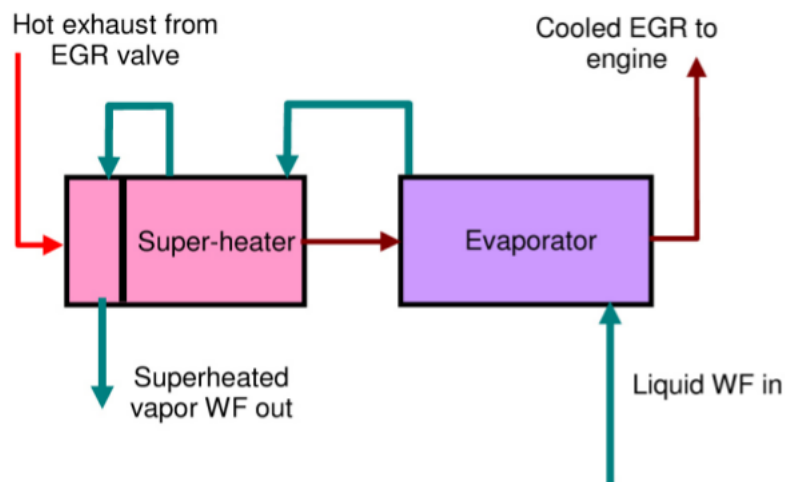


Figura 2.12: Flusso dell' EGR cooling attraverso sistema WHR.

⁷Fluorinol ® è un marchio registrato utilizzato per i prodotti chimici organici, vale a dire, Pyridinium Methanol Fluoride Compounds.

⁸WHR: Waste Heat Recovery.

⁹EGR: Exhaust Gas Recirculation.

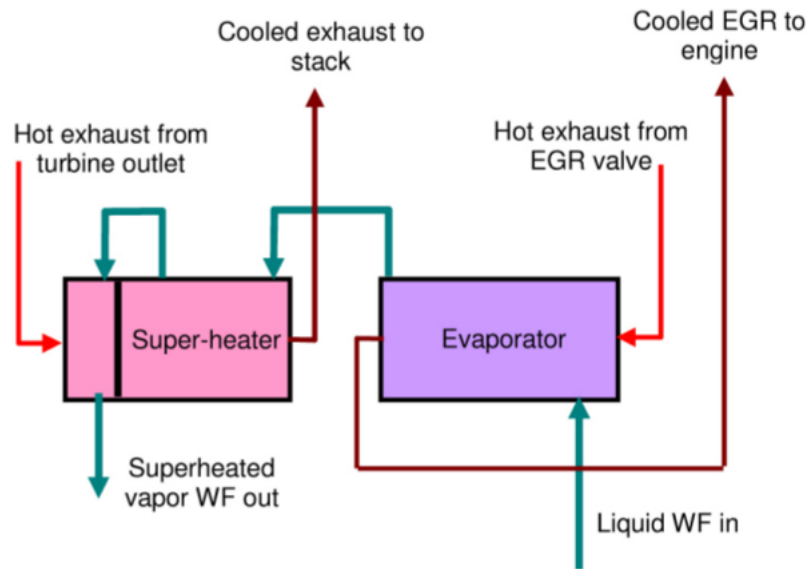


Figura 2.13: Flusso dell'EGR cooling e dei gas esausti attraverso sistema WHR.

La scelta del fluido di lavoro ricade sull'etanolo.

I risultati dei test sperimentali sono riportati in Figura(2.16), e sono riferiti a diversi regimi di funzionamenti della vettura, appartenenti all'European Stationary Cycle (ESC 13). Questi punti operativi sono riportati in Figura(2.15). Viene dimostrato che l'utilizzo di un sistema WHR apporta un miglioramento del consumo di combustibile dell'ordine del 3-5%. La configurazione sfruttante i soli gas esausti, risulta essere quella più vantaggiosa.

Un articolo pubblicato nel 2012 dalla *Lund University* [4] riporta lo studio teorico di un sistema WHR, applicato ad un motore Volvo-D13. Vengono proposte 5 diverse configurazioni in base alle sorgenti di calore sfruttate:

1. EGR cooling;
2. Gas esausti;
3. EGR cooling e gas esausti;
4. EGR cooling, gas esausti e CAC¹⁰;
5. EGR cooling, gas esausti e CAC in doppio circuito.

¹⁰CAC: Compressed Air Cooling.

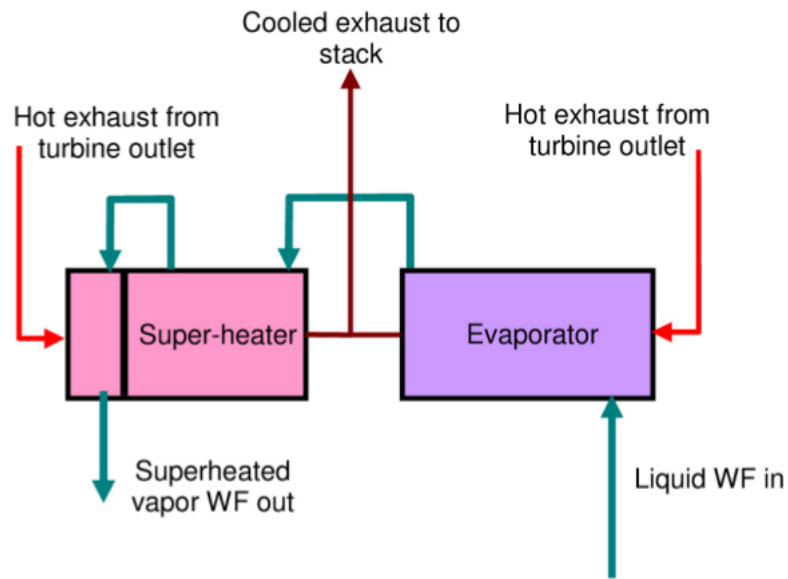


Figura 2.14: Flusso dei gas esausti attraverso sistema WHR.

Il fluido di lavoro scelto è l'acqua.

L'aumento di potenza per le diverse configurazioni, calcolato per lo stato operativo C75, è riportato in Fig.(2.17). In Figura(2.18) sono riportati i dati di potenza recuperata per diverse configurazioni.

Sources	Turbine Power, kW	Total power	% Power increase
EGR	11.7	286.6	4.0
Exhaust	2.7	277.6	1
EGR, Exhaust	10.8	285.6	3.8
EGR, Exhaust, CAC	11.8	286.6	4.1
EGR, Exhaust, CAC-Dual loop	16.3	291.1	5.6

Figura 2.17: Aumento di potenza per differenti configurazioni.

Operating point	Power	Torque	Speed
	kW	Nm	RPM
A25	76	600	1210
A50	152	1200	1210
A75	228	1801	1210
A100	305	2402	1210
B25	93	592	1500
B50	187	1185	1500
B75	280	1778	1500
B100	373	2369	1500
C25	92	486	1800
C50	183	974	1800
C75	275	1459	1800
C100	367	1948	1800

Figura 2.15: Potenza, momento torcente e velocità per ESC 13.

Sources	\dot{Q}_{in}	\dot{Q}_{out}	\dot{Q}_{used}	$P_{turbine}$	$\frac{P_{turbine}}{\dot{Q}_{used}}$
	kW	kW	kW	kW	%
EGR	96	44	52,5	11.7	22,3
Exhaust	108	78.3	29.7	2.7	9.2
EGR, Exhaust	96 108	40.6 85.8	55.6	10.8	13.8
			22.2		
			77.8		
EGR, Exhaust, CAC	96.2 108 90.6	36.9 87.7 69.8	59.3	11.8	11.7
			20.3		
			20.8		
			100,5		
EGR, Exhaust, CAC, dual loop	96.2 108 90.6	42.7 79.3 68.4	53.6	16.3	15.6
			28.7		
			22.3		
			104.5		

Figura 2.18: Potenza utilizzata nelle diverse configurazioni.

Point	Power Recovery Target (kW)	Indicated Turbine Power (kW)	Fuel Consumption Benefit (%)
EGR Heat Recovery (Figure10)			
B50	6.5	2.5	1.6
B75	8.9	3.2	1.4
B100	13.4	4.0	1.3
C100	11.5	6.4	2.1
EGR and Exhaust Heat Recovery (Figure11)			
B50	6.5	3.1	2.1
B75	8.9	3.7	1.6
B100	13.4	7.8	2.6
C100	11.5	9.1	3.0
Exhaust Heat Recovery (Figure 12)			
B50	6.5	5.2	3.4
B75	8.9	8.2	3.6
B100	13.4	12.5	4.2
C100	11.5	11.6	3.9

Figura 2.16: WHR performance

Per il MCI analizzato, la scelta del recupero di potenza da EGR è la più conveniente in virtù della più elevata efficienza di ciclo (22,2%). La configurazione che garantisce un maggior aumento di potenza è quella avente doppio circuito. Bisogna però considerare che dispositivi aggiuntivi comportano un aumento di costi, ingombri e complessità del sistema.

2.4.1.2 Applicazioni per automobili

Un articolo del 2011 della Xi'an Jiaotong University (P. R. China) [26] mostra lo studio, svolto attraverso un apparato sperimentale, di un ciclo Rankine organico, con fluido di lavoro R113, volto al recupero di energia dai gas di scarico di una Toyota 8A-FE.

Lo schema dell'apparato utilizzato per l'esperimento è riportato in Figura(2.19). Tale sistema consiste in evaporatore, serbatoio del gas, espansore, condensatore, pompa di alimentazione e sistema di acquisizione dati. Nell'evapora-

tore sono installate due riscaldatori elettrici da 6 kW e da 9 kW per simulare la potenza termica dei gas esausti.

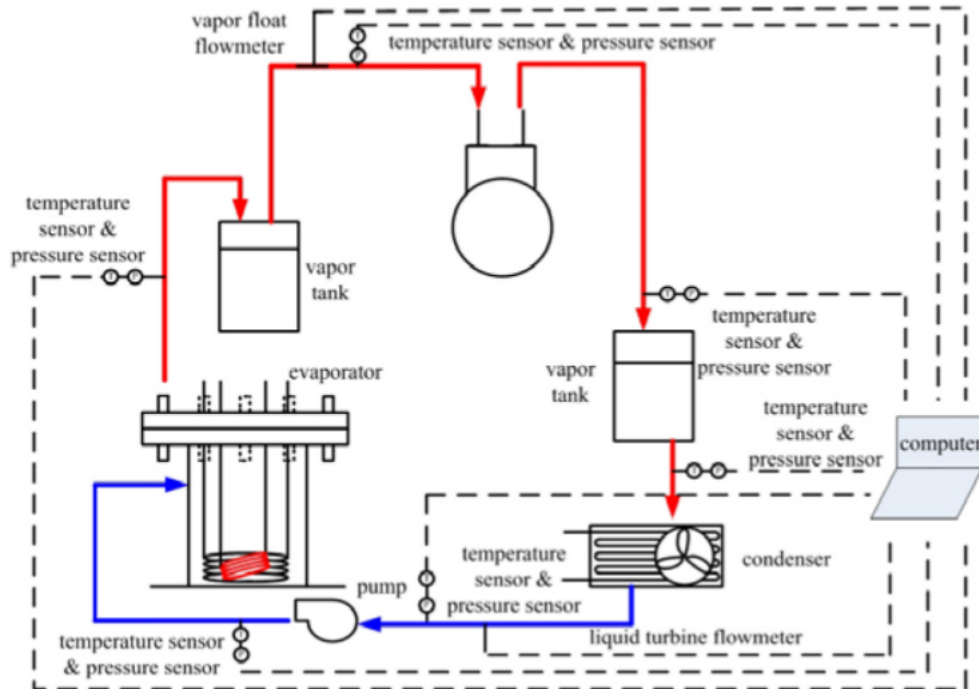


Figura 2.19: Sistema sperimentale ORC

In Figura(2.20) sono riportati i risultati dell'esperimento, nel caso di potenza termica dei gas esausti pari a 5,04 kW.

Expander inlet temperature	105.0°C
Expander inlet pressure	0.486MPa
Expander outlet temperature	53.0°C
Expander inlet pressure	0.1046MPa
Vapor flow	2.521m ³ /h
Simulated exhaust power	5.04kW
Power output	0.7278kW
Practical Cycle efficiency	14.44%
Theoretical cycle efficiency	18.18%
Isentropic efficiency	79.42%

Figura 2.20: Risultati esperimento

Si nota un elevato rendimento isoentropico ed un'efficienza termica reale di circa 14,44%. Il valore di efficienza trovato è dell'ordine di grandezza di quello calcolato teoricamente.

Nel 2006 è stato pubblicato un articolo dell'University of Wisconsin (Madison) [3], che introduce due aspetti innovativi: l'utilizzo di sistemi di recupero della potenza termica al fine di produrre potenza elettrica, e l'applicazione di tali sistemi ad una autovettura ibrida.

L'analisi teorica è stata effettuata considerando tre diverse configurazioni di sorgente per il recupero di calore attraverso ciclo Rankine:

1. Solo gas esausti;
2. Gas esausti e raffreddamento motore;
3. Solo raffreddamento motore.

Il fluido di lavoro scelto è l'acqua, in virtù dell'elevato calore latente di vaporizzazione. L'analisi teorica mostra che la configurazione più efficiente è quella che impiega il raffreddamento del motore come evaporatore, e i gas esausti come surriscaldatore. Tale sistema permetterebbe il recupero del 7% dell'energia totale, in un ciclo di utilizzo cittadino standard.

Per valutare il potenziale del recupero di energia in una vettura ibrida, sono stati raccolti dei dati sperimentali da una Toyota Prius, usati come input per il

modello teorico di recupero di energia. In tale caso, risulta poco conveniente il recupero di energia dai soli gas di scarico, che garantirebbero lo 0,8% dell'energia totale. Tuttavia, attraverso la combinazione di circuito di raffreddamento del motore e gas esausti, si ottiene un recupero del 5,5% dell'energia totali.

Korea Automotive Technology Institute nel 2011 pubblica un articolo[5] con l'obiettivo di investigare un sistema di recupero energia a ciclo Rankine con doppio circuito applicato ad un motore a ciclo Otto:

- *High Temperature loop*: predisposto al recupero dei soli gas di scarico;
- *Low Temperature loop*: che recupera energia dall'HT loop, e dal sistema di raffreddamento del motore.

I due circuiti separati, sono accoppiati attraverso uno scambiatore di calore. Questo articolo si occupa di introdurre la configurazione del sistema, valutando le performance dell'HT boiler attraverso l'utilizzo di un prototipo, e valutando analiticamente l'LT boiler.

Il sistema dual loop è riportatao in Figura(2.21).

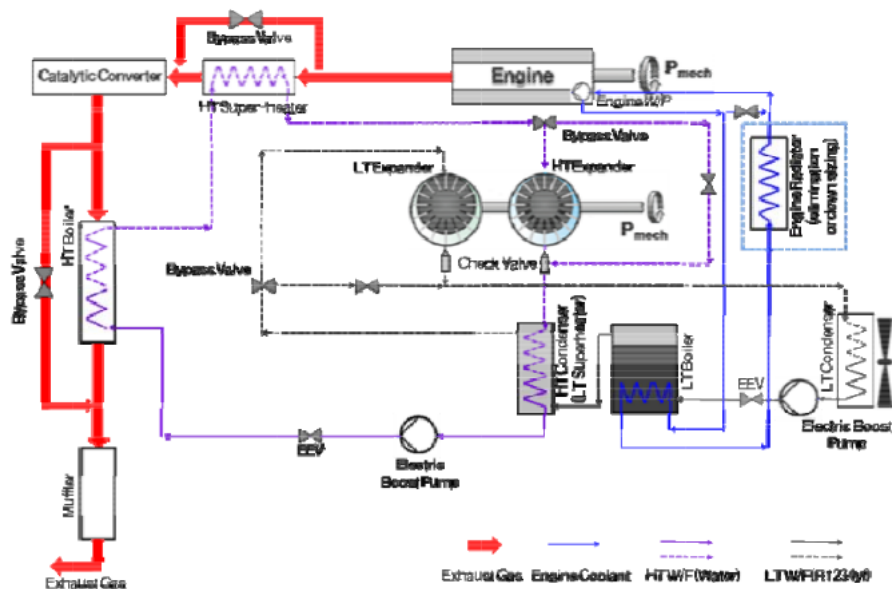


Figura 2.21: Sistema dual loop.

I fluidi di lavoro scelti sono: acqua per il circuito ad alta temperatura e R1234yf per il circuito a bassa temperatura.

Nel caso di portata in massa dei gas esausti pari a 118 kg/h, temperatura gas esausti pari a 689 °C, pressione di evaporazione pari a 35 bar, la potenza recuperata dal circuito HT si attesta attorno a 9,9 kW. Il target di recupero attraverso LT loop è intorno ai 10 kW.

Nel 2009 *BMW Group Research and Technology* [19] pubblica uno studio di valutazione della potenza recuperata attraverso un ciclo Rankine applicato ad un MCI.

Tra i vari sistemi proposti, sono state considerate per questo studio due configurazioni, atte al recupero di energia nelle seguenti sorgenti:

1. gas di scarico;
2. gas di scarico e circuito di raffreddamento motore.

È stata effettuata un'analisi parametrica del sistema, seguita da misure sperimentali.

Considerando le elevate temperature dei gas di scarico, per il sistema 1 si considera l'utilizzo di acqua come fluido di lavoro; per il sistema 2 il fluido più adatto risulta essere l'etanolo.

Il sistema 2 è risultato il più vantaggioso attraverso l'analisi parametrica, a cui è seguita una analisi sperimentale di verifica, che attesta il recupero di potenza attorno a 0,7-2 kW. Ciò corrisponde ad un aumento delle performance del motore dell'ordine del 10%.

Un articolo della TianJin University (P. R. China) [21] ha come *novelty* l'integrazione di un generatore termoelettrico (TEG) con un ciclo Rankine organico (ORC). Tale idea nasce dalla necessità di avere una temperatura dei gas esausti non così elevata da comportare la decomposizione termica del fluido organico utilizzato. Si pensa, quindi, di porre preliminarmente il TEG, in modo da ridurre la temperatura dei gas esausti, producendo contemporaneamente energia elettrica.

In Figura(2.22) viene riportato lo schema del sistema finalizzato al recupero di calore del motore WD10D235 da 235,8 kW. Il fluido utilizzato è R123.

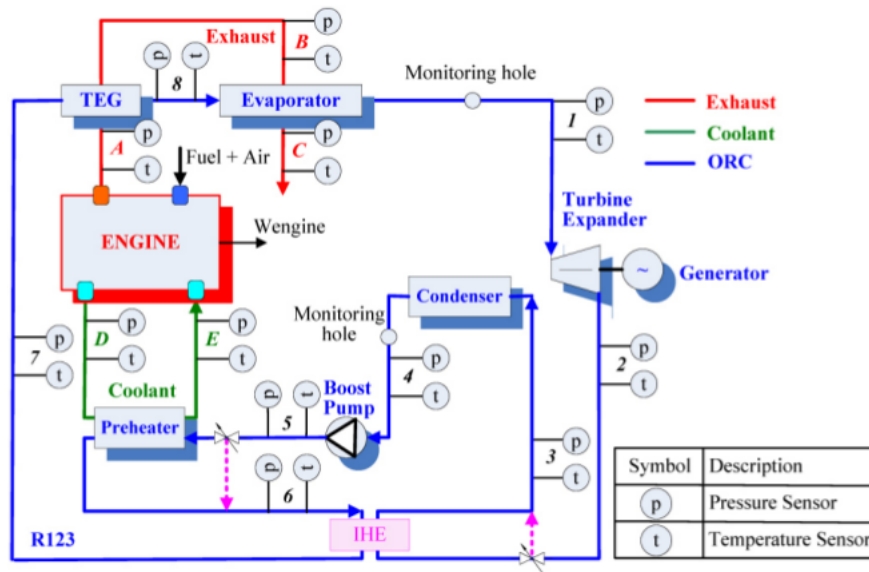


Figura 2.22: Sistema di recupero energia TEG-ORC.

Dall'analisi teorica, risulta una potenza recuperata di circa 27.68 kW e un aumento dell'efficienza del motore dal 40,28% al 45.00%. Sebbene solo una piccola porzione di potenza in uscita viene generata da TEG, tale potenza potrebbe giocare un ruolo importante nell'alimentazione di diversi accessori come ventilatori o compressori.

Capitolo 3

Aspetti fisici del problema

L'obiettivo è fornire una valutazione completa del problema fisico, affinché la scelta del modello numerico possa essere eseguita avendo bene presente i limiti del modello stesso.

3.1 Classificazione moti bifase

Il flusso bifase gas-liquido attraverso condotti è caratterizzato da una complessità di studio, dovuta alla presenza di una distribuzione di interfaccia tra le fasi variabile nel tempo. Si avrà, quindi, un vasto campo di possibili regimi di moto con effetti sia sulla fluidodinamiche che sullo scambio termico. Tali regimi sono stati raggruppati in diverse categorie, in base alla distribuzione delle fasi.

I regimi di moto possono essere classificati in base alla tipologia di interfaccia di separazione tra le fasi. La curvatura dell'interfaccia dipende principalmente dalla *tensione superficiale*. Quest'ultima è definita come il lavoro che deve essere fatto per portare un numero sufficiente di molecole dall'interno del liquido alla superficie per poter formare una nuova area unitaria di detta superficie. Di conseguenza viene definito il *coefficiente di tensione superficiale* σ come l'energia per unità di superficie necessaria a formare la nuova superficie, ed è misurata in J/m^2 .

In generale la tensione superficiale tende a creare una curvatura dell'interfaccia verso configurazioni di tipo sferico nel caso di piccole aggregazioni. Ci si allontana sempre più dalla configurazione sferica man mano che si ha a che

fare con aggregazioni sempre più grandi.

I regimi di moto possono quindi essere classificati in:

- regimi separati;
- regimi dispersi;
- regimi di transizione.

Tale classificazione è riportata in Figura(3.1).

Class	Typical regimes	Geometry	Configuration	Examples
Separated flows	Film flow		Liquid film in gas Gas film in liquid	Film condensation Film boiling
	Annular flow		Liquid core and gas film Gas core and liquid film	Film boiling Boilers
	Jet flow		Liquid jet in gas Gas jet in liquid	Atomization Jet condenser
Mixed or Transitional flows	Cap, Slug or Churn-turbulent flow		Gas pocket in liquid	Sodium boiling in forced convection
	Bubbly annular flow		Gas bubbles in liquid film with gas core	Evaporators with wall nucleation
	Droplet annular flow		Gas core with droplets and liquid film	Steam generator
	Bubbly droplet annular flow		Gas core with droplets and liquid film with gas bubbles	Boiling nuclear reactor channel
Dispersed flows	Bubbly flow		Gas bubbles in liquid	Chemical reactors
	Droplet flow		Liquid droplets in gas	Spray cooling
	Particulate flow		Solid particles in gas or liquid	Transportation of powder

Figura 3.1: Classificazione dei regimi in base all'interfaccia.

I regimi di flusso bifase sono influenzati dalla forza di gravità. Ciò porta ad avere regimi con caratteristiche differenti in base all'inclinazione dei tubi.

I regimi di moto in tubi verticali sono riassunti in Figura(3.2):

- a basso titolo ci si trova, generalmente, nel regime di flusso a bolle;
- a valori di titolo maggiori le piccole bolle coalescono in tappi che coprono quasi tutta la sezione trasversale del tubo (si parla in tal caso di flusso a tappi);

- partendo dal flusso a tappi e aumentando la portata di vapore si ottiene un flusso instabile chiamato churn flow (flusso agitato);
- ad alti livelli di titolo il flusso bifase assume, generalmente, una configurazione anulare (flusso anulare); l'interfaccia può diventare instabile portando alla formazione di onde con gocce di liquido che finiscono nel core di vapore;
- se si parte dal flusso anulare e si aumenta la portata del liquido aumenta la concentrazione delle gocce presenti nel core di vapore; queste possono coalescere e portare alla formazione di ciuffi di liquido (wispy annular flow).

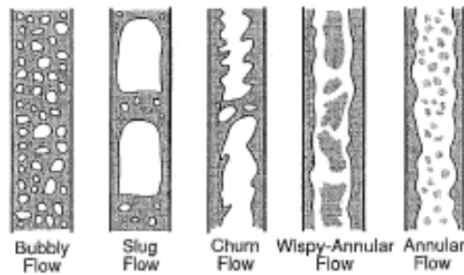


Figura 3.2: Regimi di moto in condotti verticali.

I regimi di moto in un condotto orizzontale, riportati in Figura(3.3), differiscono rispetto ai regimi di flusso verticali per la tendenza di stratificazione del flusso.[20]

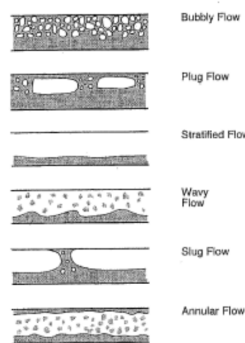


Figura 3.3: Regimi di moto in condotti orizzontali.

3.2 Regimi di scambio termico

In Figura(3.4) si riporta la temperature del fluido e la temperatura di parete, i regimi di flusso bifase e le regioni di scambio termico presenti in un canale bollente verticale con flusso termico costante imposto.

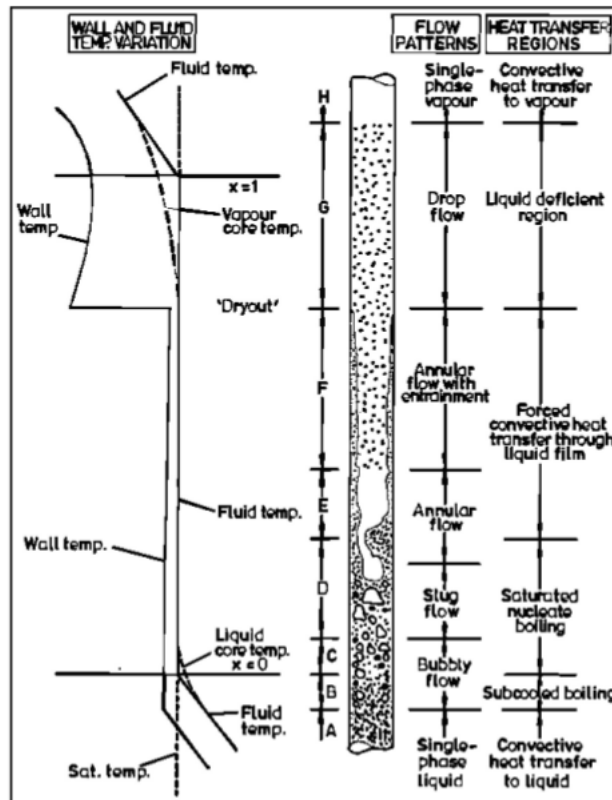


Figura 3.4: Regimi di flusso e di scambio termico, temperatura del fluido e di parete in un tubo verticale con flusso termico costante alla parete.

Nel caso riportato in Figura(3.4), il fluido entra nel condotto sottoraffreddato ed esce come vapore surriscaldato. La prima zona di scambio termico, caratterizzata da fluido monofase, è seguita rispettivamente dall'ebollizione sottoraffreddata e dall'ebollizione nucleata, per poi passare alla zona caratterizzata da evaporazione prevalentemente di tipo convettivo. Infine si ha trasferimento di calore convettivo al vapore surriscaldato.

In condizioni stazionarie, con portata in massa costante, si osserva una repentina accelerazione del fluido che evaporando assume una densità molto minore.

Nel regime anulare si ha via via la riduzione di film liquido alla parete, fino alla scomparsa (*dryout*) che determina il passaggio al regime a nebbia. In tale zona il coefficiente di scambio termico diminuisce drasticamente, provocando un forte aumento della temperatura di parete.

In Figura(3.5) sono mostrati i regimi che si attraversano fissando la temperatura di parete, in un grafico avente l'entalpia del fluido come ascissa e il diverso surriscaldamento fissato in ordinata.

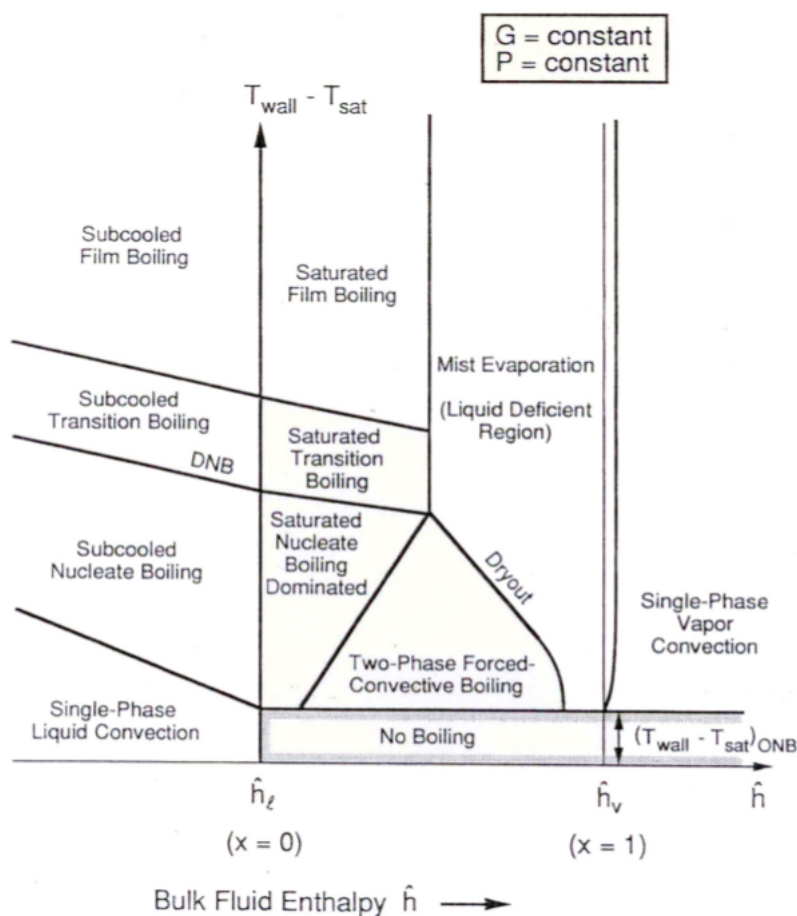


Figura 3.5: Regimi di ebollizione a temperatura di parete costante.

Si nota che l'ebollizione avviene solo nel caso di surriscaldamento superiore ad un valore critico; tale comportamento viene predetto dal modello di Hsu¹. Per bassi surriscaldamenti, i regimi attraversati sono quelli già richiamati. Nel

¹Il modello di Hsu (1962) è un modello assai semplificato per la determinazione delle cavità attive. Il modello prevede un surriscaldamento minimo al di sotto del quale nessuna dimensione di cavità è idonea per la nucleazione di una bolla.

caso di elevati surriscaldamenti la curva del dryout viene sostituita dalla DNB (Departure from Nucleate Boiling). In tale caso si ha un flusso bifase sottoraffreddato o a basso titolo, che per via di elevati surriscaldamenti o elevati flussi termici ha una transizione dall'ebollizione nucleata a quella a film. A temperature ancora superiori si ha l'ebollizione a film sottoraffreddata.[20]

Capitolo 4

Metodologia di indagine: la simulazione fluidodinamica

Il presente studio si occupa della simulazione di scambio termico, tra un fluido monofase comprimibile ed un fluido incomprimibile, interessato da passaggio di fase. I due fluidi sono separati da una parete solida, che può esser considerata all'interno della griglia di calcolo, oppure può esser modellata come condizione al contorno di tipo *thin walls*. Quest'ultima prevede un modello di conduzione per simulare la trasmissione di calore tra i due domini.

4.1 Modello fisico multifase

È possibile scegliere tra due diversi approcci per il calcolo numerico di flussi multifase: l'approccio *Euler-Lagrange* e l'approccio *Euler-Euler*.

Nell'approccio *Euler-Lagrange* il campo di moto della fase primaria viene risolto tramite l'equazione di Navier-Stokes, mentre la fase dispersa viene risolta tenendo traccia di un grande numero di bolle attraverso il calcolo di un campo di portata. Tale approccio è indicato nei casi in cui la frazione volumetrica della fase secondaria sia molto ridotta.

Nell'approccio *Euler-Euler* le fasi sono considerate matematicamente come compenetranti. Poiché il volume di una fase non può essere occupato da un'altra fase, si introduce il concetto di frazione volumetrica. Queste frazioni volumetriche sono funzioni continue dello spazio e del tempo, e hanno somma unitaria.

Sono presenti tre diversi modelli *Euler-Euler* multifase: il modello *VOF* (*volume of fluid*), il modello *Mixture* e il modello *Eulerian*.

- **VOF:** è un modello caratterizzato dal tracciamento delle superfici di interfaccia. Può essere utilizzato nel caso in cui l'interfaccia tra le diverse fasi abbia un elevato interesse. Viene utilizzato un singolo set di equazioni di bilancio della quantità di moto, oltre all'equazione di continuità ed all'equazione dell'energia, e si impone la continuità delle frazioni volumetriche di ogni fase. Il *VOF* viene largamente utilizzato nel caso di *slug flow*, *free surface flow* e *stratified flow*.
- **Mixture:** si basa sulla risoluzione delle equazioni di bilancio della quantità di moto, di continuità, dell'energia per la miscela composta dalle diverse fasi, delle equazioni di bilancio della frazione volumetrica per le fasi disperse e delle espressioni algebriche per le velocità relative. Tale modello può essere utilizzato anche senza l'utilizzo delle velocità relative, in questo caso si parlerà di modello di flusso multifase omogeneo. Il *Mixture* è indicato nel caso di *bubbly flow*.
- **Eulerian:** è il più complesso tra i modelli multifase presenti in FLUENT. Risolve un set di equazioni di bilancio della quantità di moto e di continuità per ogni fase. L'accoppiamento avviene attraverso la pressione e i coefficienti di scambio tra le fasi. Tra le applicazioni di tale modello ci sono *bubbles columns* e *risers*.

I modelli *Mixture* ed *Eulerian* risultano essere appropriati nel caso in cui la frazione volumetrica della fase secondaria sia maggiore del 10%. Il modello *Mixture* si utilizza in presenza di una distribuzione diffusa di fase secondaria, mentre l'*Eulerian* viene preferito nel caso in cui le bolle siano concentrate in una porzione ridotta del dominio. Ovviamente la simulazione numerica risulterà più onerosa e più accurata in quest'ultimo caso poichè è maggiore il numero di equazioni da risolvere; bisogna comunque tener presente che la maggior complessità del modello *Eulerian* lo rende meno stabile computazionalmente rispetto al modello *Mixture*.

4.1.1 Volume of Fluid

Il modello VOF è in grado di descrivere due o più fluidi non mescolabili, attraverso la risoluzione di un solo set di equazioni del momento, tenendo traccia della frazione volumetrica di ogni fluido all'interno del dominio.

Tale modello si basa sul fatto che due o più fasi siano considerate non interpenetranti. Per ogni fase aggiuntiva si introduce come ulteriore variabile la frazione volumetrica nel volume di controllo. La somma di tutte le frazioni volumetriche all'interno del volume di controllo deve essere unitaria.

I campi delle variabili studiate sono condivisi dalle diverse fasi, essendo valori ottenuti tramite una media pesata sulle frazioni volumetriche. La frazione volumetrica di ogni fase è nota in ogni posizione. Quindi i valori delle variabili e delle proprietà in una determinata cella sono rappresentativi di una delle fasi o della miscela a seconda del valore delle frazioni volumetriche.

Tale modello può inoltre includere gli effetti della tensione superficiale sull'interfaccia tra due fasi e dell'angolo di contatto rispetto alla parete.

4.1.1.1 Bilancio della frazione volumetrica

Il monitoraggio dell'interfaccia tra le fasi si ottiene attraverso la risoluzione di una equazione di continuità per la frazione volumetrica delle singole fasi. Tale bilancio per la q -esima fase ha la seguente forma:

$$\frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) \right] = \frac{1}{\rho_q} \left[S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \right]$$

dove \dot{m}_{qp} è la portata in massa del trasferimento dalla fase q alla fase p , \dot{m}_{pq} è la portata in massa di trasferimento dalla fase p alla fase q , S_{α_q} è un termine sorgente.

La frazione volumetrica della fase primaria, per la quale non si considera un'equazione di bilancio, viene calcolata imponendo l'unitarietà della somma delle frazioni di volume delle diverse fasi:

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1$$

4.1.1.2 Bilancio della quantità di moto

Viene risolta una singola equazione del momento in ogni parte del dominio, ed il risultante campo di velocità è condiviso da tutte le fasi. L'equazione del momento è dipendente dalla frazione volumetrica di tutte le fasi attraverso le proprietà ρ (densità) e μ (viscosità dinamica).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v}) + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla\vec{v} + \nabla\vec{v}^T)] + \rho\vec{g} + \vec{F}$$

dove \vec{v} è il vettore velocità, p la pressione, \vec{g} l'accelerazione gravitazionale, ed \vec{F} il termine di sorgente volumetrica.

4.1.1.3 Bilancio di energia

Il bilancio di energia, anch'esso in comune tra le fasi, ha la seguente forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff}\nabla T) + S_h$$

In tale equazione, le variabili energia E e temperatura T sono medie pesate sulla massa:

$$E = \frac{\sum_{q=1}^n \alpha_q \rho_q E_q}{\sum_{q=1}^n \alpha_q \rho_q}$$

dove E_q per la q -esima fase è basata sul calore specifico di tale fase e la temperatura comune; k_{eff} è la *conducibilità termica effettiva* tenente conto del contributo turbolento; S_h è il termine di sorgente volumetrica.

4.1.2 Modello Eulerian

Il modello Eulerian permette la modellazione separata di molteplici fasi interagenti tra loro. Il numero di fasi secondarie è limitato soltanto dalla richiesta di memoria e dalla convergenza.

Tale modello è caratterizzato dalla presenza di una sola pressione, condivisa da tutte le fasi. Le equazioni di continuità e del momento vengono risolte per ogni singola fase.

A differenza del modello VOF, l'Eulerian si basa sul considerare le fasi come compenetranti.

4.1.2.1 Bilancio di massa

L'espressione dell'equazione di continuità per la fase q è:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) = \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) + S_q$$

dove \vec{v}_q è la velocità della fase q , \dot{m}_{pq} caratterizza il trasferimento di massa dalla fase p alla fase q , \dot{m}_{qp} caratterizza il trasferimento dalla fase q alla fase p , S_q è un termine sorgente che di default è nullo.

4.1.2.2 Bilancio del momento

Il bilancio del momento per la fase q è espresso da:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q \vec{v}_q) = \\ & = -\alpha_q \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} + \sum_{p=1}^n \left(\vec{R}_{pq} + \dot{m}_{pq} \vec{v}_{pq} - \dot{m}_{qp} \vec{v}_{qp} \right) + \left(\vec{F}_q + \vec{F}_{lift,q} + \vec{F}_{vm,q} \right) \end{aligned}$$

dove $\bar{\bar{\tau}}_q$ è il tensore viscoso della fase q :

$$\bar{\bar{\tau}}_q = \alpha_q \mu_q (\nabla \vec{v}_q + \nabla \vec{v}_q^T) + \alpha_q \left(\lambda_q - \frac{2}{3} \mu_q \right) \nabla \cdot \vec{v}_q \bar{\bar{I}}$$

Qui μ_q e λ_q sono rispettivamente la viscosità (prima) dinamica, che caratterizza le deformazioni lineari, e la seconda viscosità che tiene conto delle deformazioni volumetriche. Inoltre \vec{F}_q tiene conto di eventuali forze esterne, $\vec{F}_{lift,q}$ è il termine della portanza cioè la componente perpendicolare al moto della forza aerodinamica che agisce su un corpo immerso in un fluido, $\vec{F}_{vm,q}$ tiene conto della *forza di massa virtuale*, \vec{R}_{pq} è una forza di interazione tra le fasi, p è la pressione condivisa da tutte le fasi.

\vec{v}_{pq} è la velocità di interfase, definita nel seguente modo:

- se $\dot{m}_{pq} > 0$ (trasferimento di massa da fase p a fase q), $\vec{v}_{pq} = \vec{v}_p$;
- se $\dot{m}_{pq} < 0$ (trasferimento di massa da fase q a fase p), $\vec{v}_{pq} = \vec{v}_q$.

Allo stesso modo viene definita \vec{v}_{qp} :

- se $\dot{m}_{qp} > 0$ (trasferimento di massa da fase q a fase p), $\vec{v}_{qp} = \vec{v}_q$;
- se $\dot{m}_{qp} < 0$ (trasferimento di massa da fase p a fase q), $\vec{v}_{qp} = \vec{v}_p$.

4.1.2.3 Forza di interazione tra le fasi

L'equazione di bilancio della quantità di moto deve essere chiusa con un'appropriata espressione per la forza di interfase \vec{R}_{pq} (dipendente da attrito, pressione, coesione) che rispetta le condizioni $\vec{R}_{pq} = -\vec{R}_{qp}$ e $\vec{R}_{pp} = \vec{R}_{qq} = 0$.

In Ansys Fluent viene utilizzata la seguente espressione per la forza di interfase:

$$\sum_{p=1}^n \vec{R}_{pq} = \sum_{p=1}^n K_{pq} (\vec{v}_p - \vec{v}_q)$$

dove K_{pq} è il coefficiente di scambio di momento tra le fasi, per il quale vale la relazione $K_{pq} = K_{qp}$.

In un flusso dove il fluido predominante è modellato come fluido primario e quello secondario è costituito dalle bolle, il coefficiente di scambio del momento tra le fasi può essere scritto nella seguente forma generale:

$$K_{pq} = \frac{\alpha_q \alpha_p \rho_p f}{\tau_p}$$

dove f è la forza di trascinamento, che dipende dal *numero di Reynolds* (Re) e dal *coefficiente di trascinamento* (C_D) nel seguente modo:

$$f = \frac{C_D Re}{24}$$

Il coefficiente di trascinamento può essere definito tramite la scelta di diversi modelli (*Schiller and Naumann*, *Morsi and Alexander*, *symmetric model*), oppure utilizzando il diagramma di Moody.

τ_p è il tempo di rilassamento delle particelle (bolle):

$$\tau_p = \frac{\rho_p d_p^2}{18\mu_q}$$

dove d_p è il diametro delle bolle della fase p .

4.1.3 Modello Mixture

Il modello *Mixture* può descrivere n fasi risolvendo le equazioni di continuità, quantità di moto ed energia per la miscela, equazioni di bilancio della frazione volumetrica delle fasi secondarie, ed espressioni algebriche per le velocità relative.

Il modello *Mixture*, così come il modello VOF, utilizza un approccio a *fluido singolo*. A differenza del modello VOF, tale modello considera le fasi come compenetranti e permette il movimento delle diverse fasi a diverse velocità, attraverso l'introduzione del concetto della *slip velocity*.

Il *Mixture* è un buon sostituto del modello Eulerian in diversi casi; un modello multifase completo potrebbe non essere utilizzabile nel caso di estesa distribuzione di fase secondaria.

Nel seguito si introducono le equazioni costitutive di tale modello.

4.1.3.1 Bilancio di massa

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m) = 0$$

dove \vec{v}_m è la velocità della miscela per unità di massa:

$$\vec{v}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{v}_k}{\rho_m}$$

e ρ_m è la densità della miscela:

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k$$

e α_k è la frazione volumetrica della fase k .

4.1.3.2 Bilancio della quantità di moto

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \vec{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) =$$

$$= -\nabla p + \nabla \cdot \left[\mu_m \left(\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m^T \right) \right] + \rho_m \vec{g} + \vec{F} + \nabla \cdot \left(\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{v}_{dr,k} \vec{v}_{dr,k} \right)$$

Tale equazione di bilancio, che si ottiene sommando le singole equazioni di bilancio di ogni fase, presenta il numero di fase n , il termine di sorgente di tipo volumetrico \vec{F} , e la viscosità dinamica della miscela μ_m così definita:

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k$$

Inoltre è presente la *velocità di drift* per la fase secondaria k :

$$\vec{v}_{dr,k} = \vec{v}_k - \vec{v}_m$$

4.1.3.3 Bilancio di energia

$$\frac{\partial}{\partial t} \sum_{k=1}^n (\alpha_k \rho_k E_k) + \nabla \cdot \sum_{k=1}^n (\alpha_k \vec{v}_k (\rho_k E_k + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) + S_E$$

dove S_E è il termine di sorgente volumetrica, k_{eff} è la conduttività termica effettiva, tenente conto del termine turbolento, definita come:

$$k_{eff} = \sum_{k=1}^n \alpha_k (k_k + k_t)$$

L'energia specifica nel caso di fase comprimibile è data da:

$$E_k = h_k - \frac{p}{\rho_k} + \frac{v_k^2}{2}$$

metre nel caso di fase incomprimibile l'energia specifica è pari all'entalpia specifica sensibile della fase k .

4.1.3.4 Velocità relativa e velocità di deriva

La velocità relativa è definita come la differenza tra la velocità della fase primaria (p) e la velocità della fase secondaria (q):

$$\vec{v}_{pq} = \vec{v}_p - \vec{v}_q$$

La velocità di deriva e la velocità relativa sono legati tra loro attraverso la relazione:

$$\vec{v}_{dr,p} = \vec{v}_{pq} - \sum_{k=1}^n c_k \vec{v}_{qk}$$

dove $c_k = \alpha_k \rho_k / \rho_m$ è la frazione in massa della fase k .

Il modello mixture di FLUENT fa uso di una formulazione algebrica della velocità relativa assumendo di avere un equilibrio locale tra le fasi.

La relazione algebrica di *Manninen et al.* per la velocità relativa è la seguente:

$$\vec{v}_{pq} = \frac{\tau_p}{f_{drag}} \frac{(\rho_p - \rho_m)}{\rho_p} \vec{a}$$

dove $\tau_p = \rho_p d_p^2 / 18 \mu_q$ è il tempo di rilassamento della bolla, d è il diametro della bolla. L'accelerazione della fase secondaria (\vec{a}), tiene conto della forza gravitazionale, della forza centrifuga e di una funzione che tiene conto della variazione nel tempo delle bolle:

$$\vec{a} = \vec{g} - (\vec{v}_m \cdot \nabla) \vec{v}_m - \frac{\partial \vec{v}_m}{\partial t}$$

La forza di trascinamento può essere ricavata attraverso l'utilizzo della correlazione di default in *Ansys Fluent*:

- Schiller and Naumann: $f_{drag} = \begin{cases} 1 + 0.15 Re^{0.687} & Re \leq 1000 \\ 0.0183 Re & Re > 1000 \end{cases}$

4.1.3.5 Bilancio della frazione volumetrica della fase secondaria

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_p \rho_p) + \nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{v}_m) = -\nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{v}_{dr,p}) + \sum_{q=1}^n (\dot{m}_{qp} - \dot{m}_{pq})$$

dove \dot{m}_{qp} è la portata in massa di fluido che passa dalla fase q alla fase p e \dot{m}_{pq} è la portata in massa che passa dalla fase p alla fase q .

4.2 Modelli di scambio termico

All'interno di un dominio solido, l'equazione dell'energia risulta essere semplificata, considerando che l'unica modalità di trasferimento di calore risulta

essere la conduzione termica:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h$$

A primo membro si trova il termine transitorio, mentre a secondo membro si hanno rispettivamente, il termine di conduzione e il termine sorgente.

È possibile tenere conto della presenza di uno strato solido mediante l'utilizzo di una modellazione a pareti di spessore nullo, utilizzando il modello *thin walls*. In tale caso viene risolta un'equazione di conduzione monodimensionale, al fine di calcolare la resistenza termica offerta dalla parete. Quest'ultima è pari a $\Delta x/k$ dove k è la conduttività termica e Δx è lo spessore della parete.

4.3 Modello di turbolenza

I moti laminari, sotto certe condizioni, possono diventare turbolenti. La transizione alla turbolenza avviene a fronte di una instabilità del moto laminare. Si può prevedere tale fenomeno attraverso l'utilizzo di modelli fenomenologici, che non hanno l'ambizione di dare una spiegazione fisica ma di predire il comportamento ai fini della progettazione.

L'idea di tali modelli fenomenologici parte da esperimenti di misura della velocità locale di un fluido.

Effettuando misure della velocità in regime turbolento, si ottiene un andamento medio con un rumore attorno. Lo stesso aspetto è osservabile negli andamenti delle altre grandezze fisiche di interesse, quali temperatura e pressione.

Questo approccio fenomenologico è basato sulle seguenti decomposizioni di velocità, temperatura e pressione:

$$\vec{u} = \langle \vec{u} \rangle + \vec{u}'$$

$$T = \langle T \rangle + T'$$

$$P = \langle P \rangle + P'$$

dove il primo termine rappresenta la componente media, e il secondo termine

quella fluttuante. Il simbolo “ $\langle \rangle$ ” denota la media temporale del segnale nell’intervallo $[t_0, t_0 + \Delta t]$:

$$\langle u \rangle = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} u dt$$

L’intervallo di tempo Δt deve risultare piccolo rispetto alla scala temporale caratteristica dell’andamento macroscopico del segnale, e sufficientemente grande da non rendere il valore medio dipendente dalle variazioni stocastiche del segnale.

Introducendo la componente media e la componente fluttuante di velocità, temperatura e pressione nelle equazioni di bilancio della massa, della quantità di moto e dell’energia, si osserva che l’effetto della turbolenza è quello di apportare una modifica al tensore degli sforzi viscosi e una modifica alla densità di flusso termico. Di conseguenza si definiscono rispettivamente il *tensore degli sforzi di Reynolds* come $\rho_0 \langle u'_i u'_j \rangle$, e il *flusso di Reynolds* come $\rho_0 c \langle T' u'_j \rangle$.

Applicando l’*ipotesi di Boussinesq*, il tensore degli sforzi di Reynolds assume la stessa forma del tensore degli sforzi viscosi:

$$\begin{aligned} \bar{\tau}_{ij} &= \mu \left(\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} \right) \\ -\rho \langle u'_i u'_j \rangle &= \mu_T \left(\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} \right) \end{aligned}$$

dove μ è la *viscosità dinamica* e μ_T la *viscosità dinamica turbolenta*¹.

Allo stesso modo, il flusso di Reynolds assume la stessa forma della densità di flusso termico:

$$\begin{aligned} \bar{q}_j &= -k \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial x_j} \\ \rho c \langle T' u'_j \rangle &= -k_T \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial x_j} \end{aligned}$$

dove k_T è la *conduttività termica turbolenta*.

Si generano due incognite in più, appunto μ_T e k_T , rispetto al numero di

¹La *viscosità dinamica turbolenta* e la *conduttività termica turbolenta* dipendono dalla statistica del moto turbolento, sia dalle condizioni di moto.

equazioni. Per chiudere il problema è necessario introdurre nuove equazioni.[7]

4.3.1 Modello $k - \varepsilon$

Il $k - \varepsilon$ è un modello a due equazioni e si basa sulla definizione di due nuove grandezze:

- *Energia cinetica turbolenta* per unità di massa:

$$k = \frac{1}{2} \langle u'_j u'_j \rangle$$

- *Energia dissipata turbolenta* per unità di massa:

$$\varepsilon = \nu \langle \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \rangle$$

dove ν è la viscosità cinematica.

Vengono introdotte pertanto due nuove equazioni differenziali, la prima riferita alla diffusione dell'energia cinetica turbolenta e la seconda riferita alla diffusione dell'energia dissipata turbolenta:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon$$

dove:

- G_k rappresenta la generazione di energia cinetica turbolenta dovuta ai gradienti di velocità media;
- G_b è il termine di generazione di energia cinetica turbolenta dovuto alla forza gravitazionale;
- Y_M rappresenta il contributo al tasso di dissipazione complessivo dovuto alla dilatazione di un fluido comprimibile in moto turbolento;

- $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ e C_μ sono costanti che valgono $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$;
- σ_k e σ_ε sono i numeri di Prandtl turbolenti rispettivamente per l'energia cinetica turbolenta e per l'energia dissipata turbolenta, e valgono $\sigma_k = 1.0$ e $\sigma_\varepsilon = 1.3$;
- S_k e S_ε sono termini sorgente.[2]

4.3.2 Legge di parete

Il campo di velocità in prossimità di una parete piana, è descritto da una velocità adimensionale u^+ e da una coordinata adimensionale y^+ , espresse nel seguente modo:

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{K} \ln(y^+) + C$$

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu}$$

con:

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{0.5}$$

Dove u_τ è la friction velocity, U_t è la velocità tangente alla parete alla distanza Δy da essa, τ_w è lo sforzo tangenziale alla parete, K è la costante di von Karman, C è una costante.

Tali formule collegano le condizioni alla parete con le variabili dipendenti ai nodi della mesh vicini alla parete, che si suppone siano in una regione totalmente turbolenta. La posizione dei nodi vicino alla parete influenza tale metodo.

Nello strato laminare, la velocità varia linearmente con la distanza dalla parete, per cui avremo:

$$u^+ = y^+$$

Nello strato turbolento, la velocità è descritta dalla legge logaritmica:

$$u^+ = \frac{1}{K} \ln y^+ + C$$

dove $K \approx 0.4$ è la costante di von Karman, e $C \approx 5.5$. Tale legge ha la pecca di esser singolare nei punti adiacenti alla parete, dove la velocità tangenziale diventa nulla.

Al fine di risolvere il problema di singolarità di u^+ , si sostituisce la velocità adimensionale u^+ con:

$$u^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2}$$

Tale grandezza ha la caratteristica di non azzerarsi in prossimità della parete, quando la velocità tangenziale è nulla. Conseguentemente, sarà:

$$y^* = \frac{\rho u^* y}{\mu}$$

L'energia cinetica turbolenta, nel moto turbolento non si azzerava mai.

È possibile utilizzare la formulazione *Scalable Wall Function*, la cui idea di base è quella di limitare il valore di y^* usato nella legge logaritmica con il valore $\tilde{y}^* = \max(y^*, 11.06)$, dove 11.06 è il valore di y^* all'intersezione tra il profilo logaritmico e quello lineare. La \tilde{y}^* calcolata, non può quindi scendere al di sotto di tale limite.

Nella soluzione delle equazioni della quantità di moto in prossimità della parete, si applica una legge di variazione di velocità come quella descritta.[2, 1]

Capitolo 5

Casi test

Prima di eseguire la simulazione dello scambiatore nelle condizioni reali, si è ritenuto opportuno effettuare diversi casi test al fine di individuare il software e il setup più consoni al caso oggetto di studio. Tale passaggio risulta necessario tenendo conto sia della complessità dei modelli utilizzati per la simulazione dei fenomeni fisici interessati, sia dell'onerosità di calcolo derivante dalla complessità della geometria.

Nella definizione della metodologia, sono state eseguite diverse simulazioni, alcune delle quali hanno prodotto esiti negativi e non presentabili nella presente tesi a causa della mancata convergenza della soluzione. In particolare, sono stati svolti alcuni test utilizzando il software commerciale *Star-CCM+*, tramite i quali si è riscontrata la forte difficoltà nel soddisfare la conservazione della massa. Le simulazioni effettuate utilizzando *Fluent*, hanno evidenziato difficoltà del software nella convergenza della soluzione e nella gestione delle diverse fasi.

In questo capitolo si analizzano i casi test più significativi, al fine di verificare la consistenza fisica dei risultati ottenibili attraverso l'utilizzo dei software commerciali *Ansys Fluent* e *Ansys CFX*.

5.1 Tubo evaporante con potenza termica a parete imposta

Si considera un condotto evaporante a U, con potenza imposta alla parete, le cui condizioni operative sono riportate in Tabella(5.1).

Fluido di lavoro	Acqua
Pressione	40 bar
Diametro condotto	0.1 m
Lunghezza condotto	2 m
Fase in ingresso	liquido
Portata ingresso	3.1e-03 Kg/s
Temperatura ingresso	510 K
Temperatura di saturazione	523.5 K
Calore latente di vaporizzazione	1710 kJ/kg
Potenza termica ceduta al fluido	318 W

Tabella 5.1: Condizioni operative condotto a U.

Il caso è stato simulato utilizzando i software commerciali Ansys Fluent e Ansys CFX. Si è utilizzato il modello multifase *Mixture* per entrambi i casi. I risultati ottenuti sono stati confrontati con bilanci analitici, per la valutazione degli errori di accuratezza, come riportato in Tabella(5.2).

	Ansys Fluent	Ansys CFX
Temperatura uscita	528.07 K	523.2 K
Frazione in massa vapore in uscita	6.5e-03	2.14e-02
Errore accuratezza percentuale bilancio massa	0.00%	0.00%
Errore accuratezza percentuale bilancio energia	0.76%	1.23%

Tabella 5.2: Risultati simulazione tubo ad U.

Sia i risultati ottenuti tramite *Fluent* che quelli ottenuti tramite *CFX* risultano essere accurati matematicamente.

La temperatura di uscita dal condotto, ottenuta tramite simulazione in *Fluent*, risulta essere maggiore della temperatura di saturazione alla pressione operativa. Si ha quindi un surriscaldamento del fluido, in disaccordo con la fisica del problema, che prevede invece una temperatura costante (pari alla temperatura di saturazione) fino alla completa evaporazione del fluido.

In Figura(5.1) , Figura(5.2) e Figura(5.3), si riportano rispettivamente le distribuzioni di temperatura, frazione in massa di vapore e di velocità per la simulazione tramite *CFX*. Si osserva un repentino aumento della velocità in corrispondenza dell'inizio della vaporizzazione, dovuto alla differenza di densità tra la fase liquida e la fase vapore. Nella zona di vaporizzazione, la temperatura del fluido assume il valore della temperatura di saturazione.

In Figura(5.4), Figura(5.5) e Figura(5.6), si riportano rispettivamente le distribuzioni di temperatura, frazione in massa di vapore e di velocità per la simulazione effettuata tramite *Fluent*. Anche in questo caso, è apprezzabile l'accelerazione del fluido in concomitanza con il passaggio di fase. Nella zona di vaporizzazione si nota chiaramente la presenza di temperatura superiore alla temperatura di saturazione.

Nell'utilizzo di *Fluent*, si riscontra quindi difficoltà nel mantenere la temperatura costante durante il processo di vaporizzazione. Si suppone che tale fenomeno sia dovuto a problemi del modello evaporativo presente in *Fluent*, oppure a difficoltà nella gestione e nell'utilizzo delle proprietà dei fluidi appartenenti al sistema.

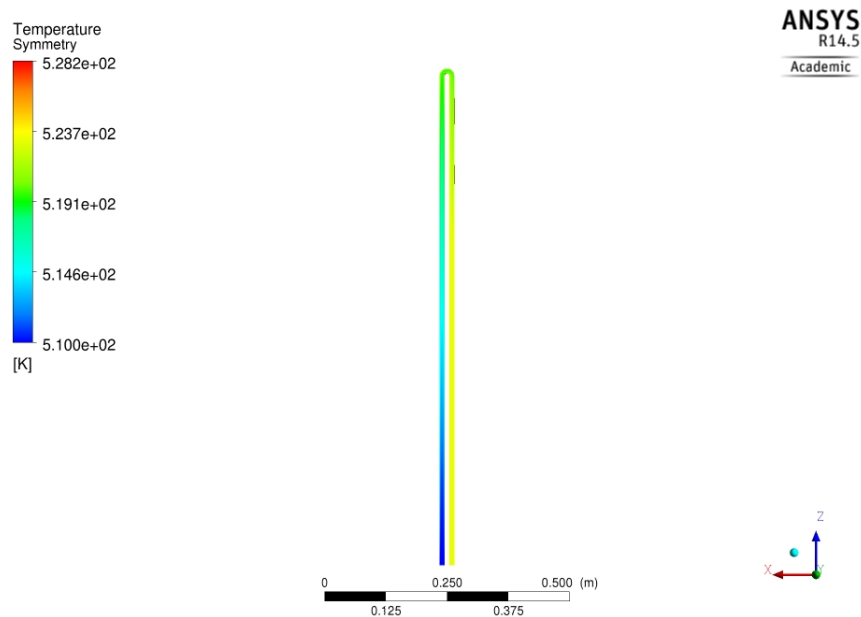


Figura 5.1: Temperatura (CFX).

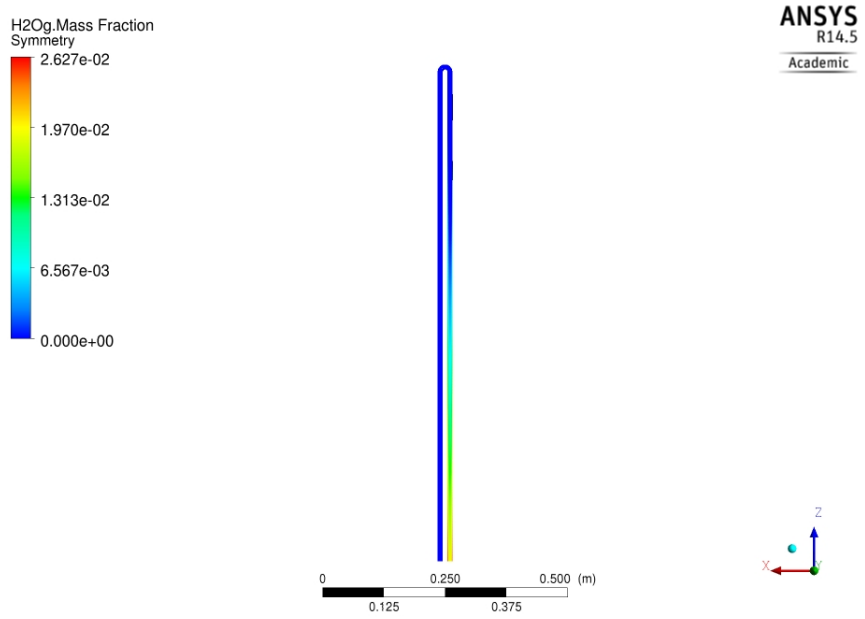


Figura 5.2: Frazione massa vapore (CFX).

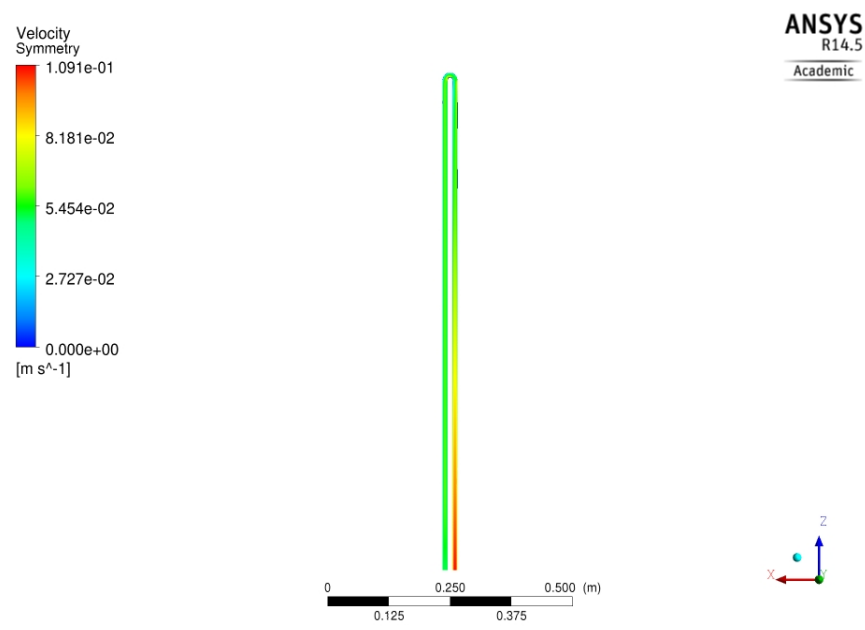


Figura 5.3: Intensità velocità *Fluent*(CFX).

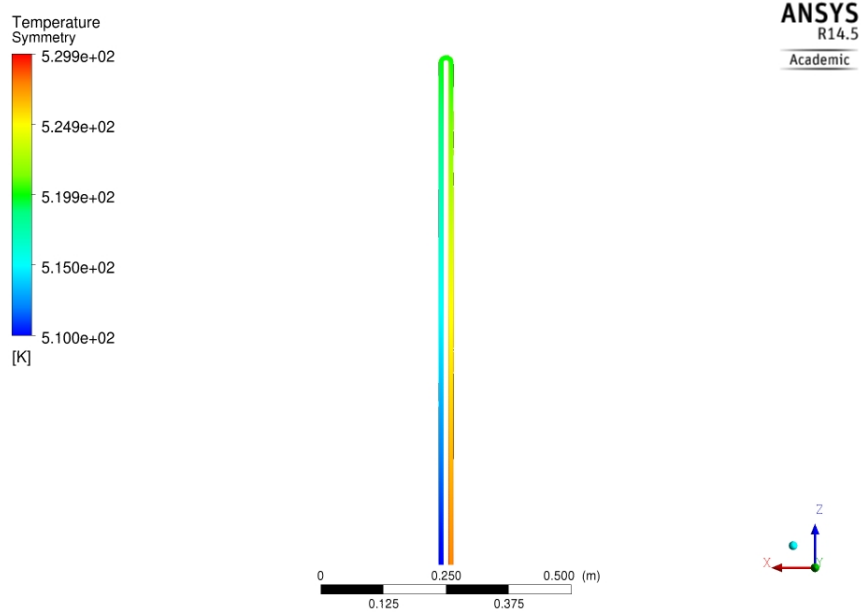


Figura 5.4: Temperatura (Fluent).

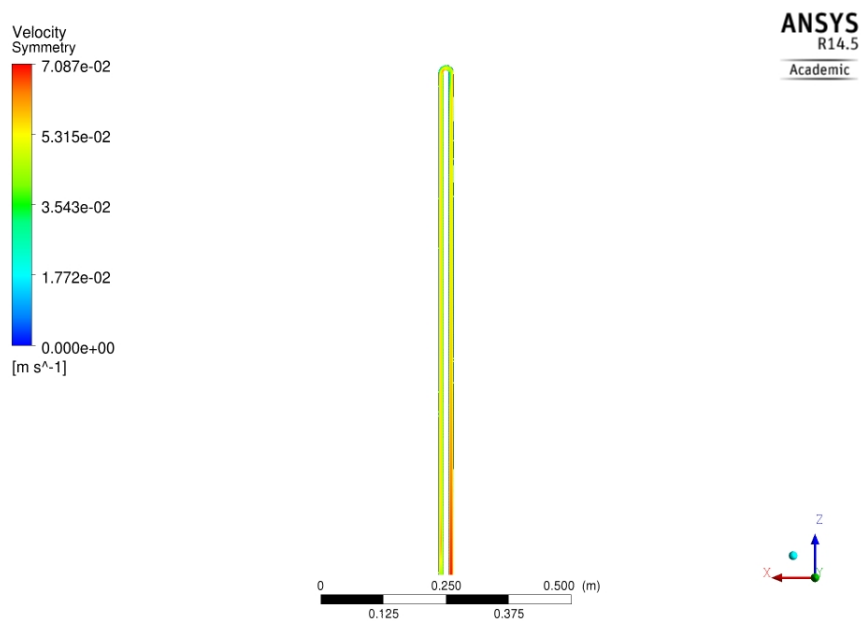


Figura 5.6: Intensità velocità (Fluent).

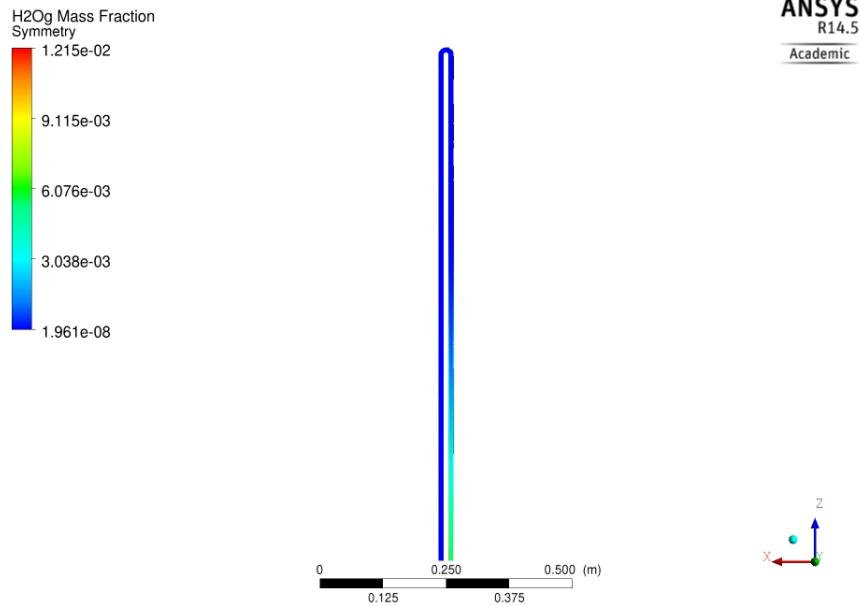


Figura 5.5: Frazione massa vapore (Fluent).

5.2 Scambiatore a tre domini

L'obiettivo è ottenere una metodologia di simulazione di uno scambiatore in cui uno dei due fluidi è interessato da passaggio di fase.

Si analizza la validità dell'utilizzo di una parete solida, presente nella griglia computazionale di calcolo, separante il dominio acqua dal dominio aria. Tale simulazione stazionaria viene effettuata con *Ansys Fluent*.

In Figura(5.7) si riporta la geometria dello scambiatore, avente parte interna percorsa da acqua e parte interna percorsa da aria, separate da uno spessore di acciaio inox.

Si valuta lo scambio di calore attraverso la parete solida, utilizzando il modello multifase *Mixture*, in assenza di passaggio di fase, in modo da focalizzare la valutazione sullo scambio alla parete.

Le caratteristiche geometriche sono riportate in Figura(5.3), le condizioni operative sono riportate in Figura(5.4).

I risultati della simulazione sono riportati in Tabella(5.5).

Dai risultati si verifica che, seppur la simulazione sia stazionaria, il bilancio di energia all'interno dello strato solido non sia soddisfatto. Per tale motivo si sceglie di utilizzare delle *thin walls*, cioè una modellazione a pareti di spessore



Figura 5.7: Scambiatore di calore a 3 domini.

Lunghezza	1 m
Diametro interno	0.025 m
Diametro esterno	0.1 m
Spessore solido	0.001 m

Tabella 5.3: Caratteristiche geometriche scambiatore a tre domini.

nullo con modello di conduzione per simulare la trasmissione di calore tra i due domini.

5.3 Scambiatore a due domini

L'obiettivo è verificare l'affidabilità dei risultati di simulazioni di scambiatori di calore condotte tramite l'utilizzo di *thin walls*.

La geometria dello scambiatore a condotti coassiali oggetto della simulazione è riportata in Figura(5.8).

La simulazione viene condotta con entrambi i software commerciali presi in considerazione: Ansys Fluent e Ansys CFX.

Mentre CFX ottiene le proprietà dell'acqua attraverso le tabelle IAPWS¹, in Fluent tali proprietà devono essere impostate dall'utente. Per tale motivo,

¹IAPWS: The International Association for the Properties of Water and Steam.

Lato acqua	
Portata ingresso	0.0167 kg/s
Temperatura ingresso	393 K
Pressione	40 bar
Lato aria	
Portata ingresso	0.0556 kg/s
Temperatura ingresso	1123 K
Pressione	1.3 bar

Tabella 5.4: Condizioni operative scambiatore a tre domini.

Lato acqua	
Temperatura uscita	460 K
Errore accuratezza percentuale bilancio massa	1.61%
Errore accuratezza percentuale energia	7.77%
Potenza ceduta all'acqua	4.26 kW
Lato aria	
Temperatura uscita	1060,90 K
Errore accuratezza percentuale bilancio massa	0.03%
Errore accuratezza percentuale energia	9.12%
Potenza ceduta dall'aria al solido	3.83 kW

Tabella 5.5: Risultati simulazione scambiatore a 3 domini.

nel processo di ricerca del setup idoneo, le proprietà in questione sono state introdotte sotto forma di leggi polinomiali ricavate dalle tabelle NIST².

L'aria è considerata gas ideale.

In Figura(5.8) si nota una leggera sporgenza del condotto interno dello scambiatore rispetto alla parete esterna. Tale accorgimento è risultato necessario al fine di evitare i problemi di diffusione numerica che si sono presentati nel caso di inlet o outlet appartenenti alla stessa superficie e separati da *thin walls*.

Le caratteristiche geometriche dello scambiatore sono riportate in Tabella(5.6).

Lunghezza	1.2 m
Diametro interno	0.025 m
Diametro esterno	0.1 m

Tabella 5.6: Caratteristiche geometriche scambiatore a due domini.

Le condizioni operative dello scambiatore sono riportate in Tabella(5.7).

²NIST: National Institute of Standards and Technology.

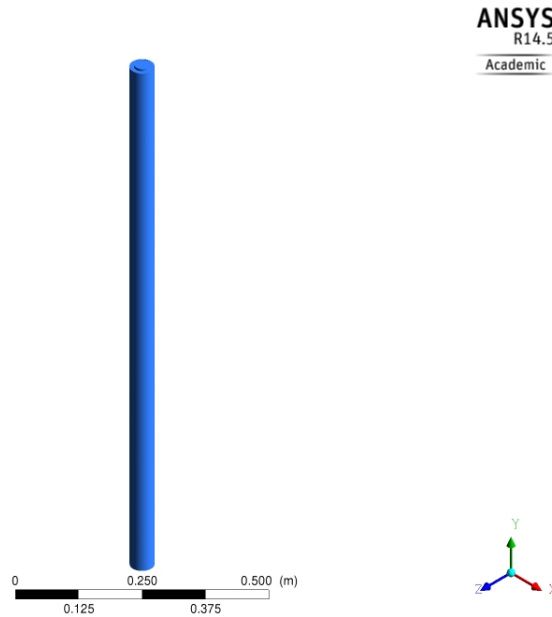


Figura 5.8: Scambiatore di calore a due domini.

Lato acqua	
Portata	0.0167 kg/s
Temperatura ingresso	500 K
Pressione	40 bar
Lato aria	
Portata	0.0556 kg/s
Temperatura ingresso	1123 K
Pressione	1.3 bar

Tabella 5.7: Condizioni operative scambiatore a due domini.

La simulazione è stata eseguita utilizzando il modello Mixture.

La simulazione effettuata con Ansys Fluent ha evidenziato forti problemi di convergenza, ed errori di bilancio di massa tali da non poter prendere in considerazione il bilancio di energia. Sono stati riscontrati, inoltre problemi del risolutore nella gestione delle diverse fasi, essendo comparse piccole quantità di vapore nel dominio gas, non in prossimità dell'interfaccia; per tale motivo si esclude che il problema sia dovuto alla griglia di calcolo.

I risultati della simulazione svolta tramite CFX sono riportati in Tabella(5.8). In Figura(5.9), Figura(5.10) e Figura(5.11), sono riportati rispettivamente i campi di temperatura troncata nell'intorno della temperatura di saturazione

Ansys CFX	
Lato acqua	
Temperatura media uscita	523.5 K
Frazione in massa vapore in uscita	0.09
Potenza termica scambiata	4.2 kW
Errore accuratezza percentuale bilancio massa	0.00%
Errore accuratezza percentuale bilancio energia	4.44%
Lato aria	
Temperatura media uscita	1048 K
Potenza termica scambiata	4.2 kW
Errore accuratezza percentuale bilancio massa	0.00%
Errore accuratezza percentuale bilancio energia	0.39%

Tabella 5.8: Risultati da simulazione con CFX dello scambiatore a due domini.

del liquido, la frazione in massa del vapore, e la velocità troncata in modo da evidenziare l'accelerazione comportata dalla vaporizzazione.

In base ai risultati ottenuti, si sceglie, quindi, di utilizzare il software Ansys CFX per la simulazione dell'applicazione reale oggetto di studio.

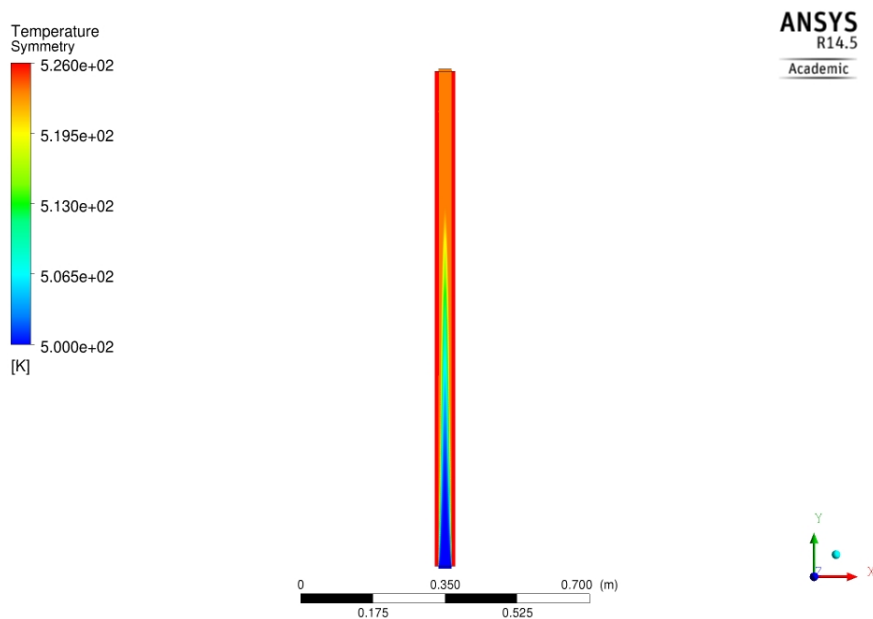


Figura 5.9: Temperatura scambiatore a due domini troncata a 526 K, CFX.

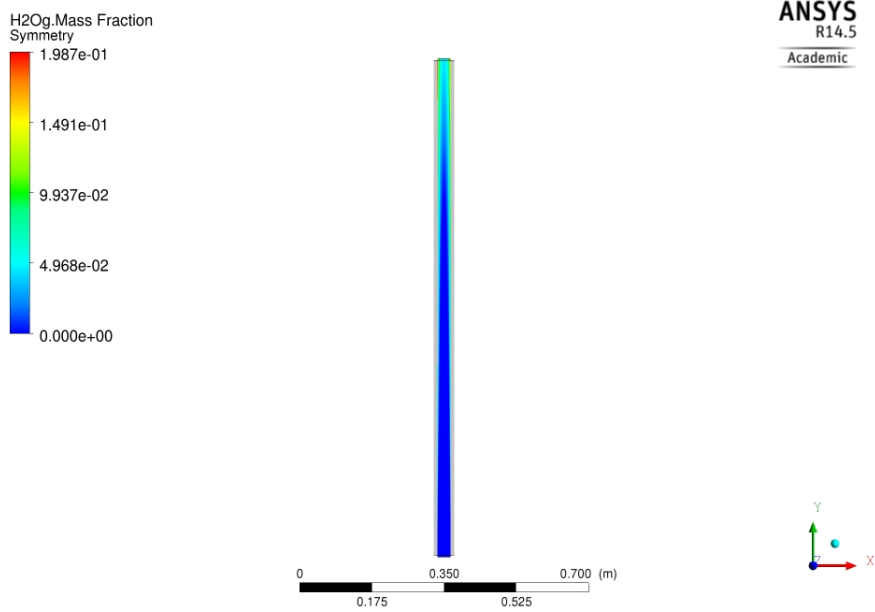


Figura 5.10: Frazione in massa vapore, CFX.

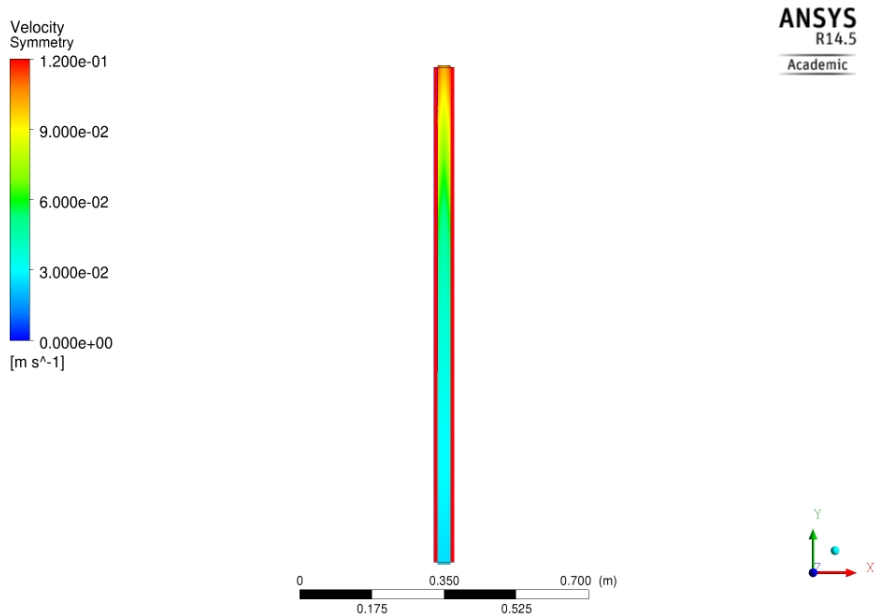


Figura 5.11: Intensità di velocità troncata a 0.12 m/s, CFX.

Capitolo 6

Caso reale

6.1 Descrizione scambiatore di calore

6.1.1 Geometria

In questo capitolo si riporta lo studio dell'applicazione reale dello scambiatore bifase per recupero di energia tramite ciclo Rankine utilizzato in autovetture. Il componente in questione è uno scambiatore a fascio tubiero e mantello, *a chioma*, caratterizzato dalla presenza di tubi curvati ad U. In Figura(6.1) è mostrato un rendering 3D dell'applicazione. In tale immagine si distinguono facilmente le varie parti costitutive del componente:

- i *tubi ad U*, in blu nella figura, all'interno dei quali scorre il fluido di lavoro;
- i due *plenum*, di ingresso (in alto) e uscita (in basso) del fluido di lavoro, visibili nella parte sinistra dell'immagine, che alimentano i tubi ad U;
- il *mantello* che delimita la zona in cui scorrono i gas di scarico, e presenta un canale di ingresso in alto a sinistra, e un canale di uscita a destra. Riportato in grigio in figura;
- i *baffles*, grigi e di forma semicircolare visibili in figura all'interno del mantello, che oltre ad essere elementi strutturali necessari per la stabilità meccanica dei tubi ad U, impongono un percorso al flusso dei gas.

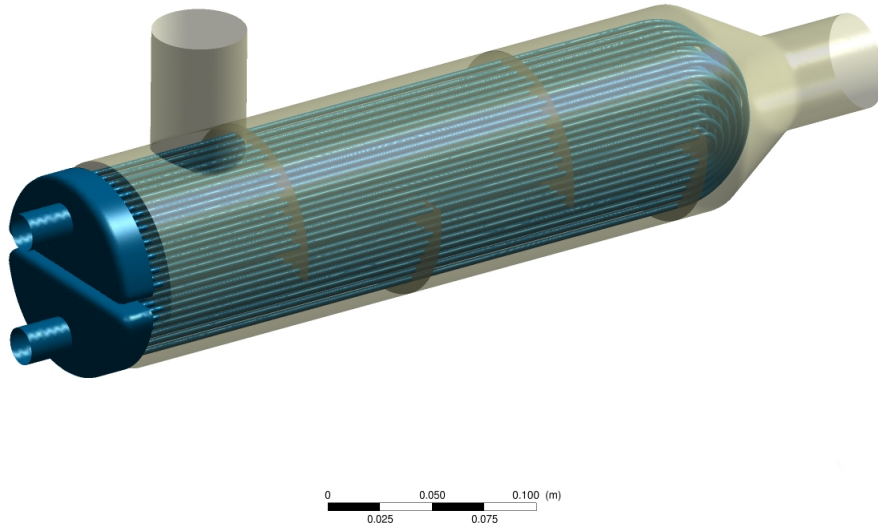


Figura 6.1: Rendering 3D scambiatore di calore.

Lo scopo di questo scambiatore di calore è la vaporizzazione di una quota parte del fluido di lavoro, al fine di ricavare lavoro attraverso l'espansione del fluido. La superficie di scambio è pari a $0.44m^2$.

L'impianto utilizzato per il recupero di energia *onboard* è in fase di studio con la realizzazione dei primi prototipi funzionanti. Un possibile layout può essere quello riportato in Figura(6.2), dove l'espansore viene alimentato da due differenti evaporatori, quello sfruttante l'*EGR cooling*, e quello studiato, sfruttante il calore dei gas esausti.

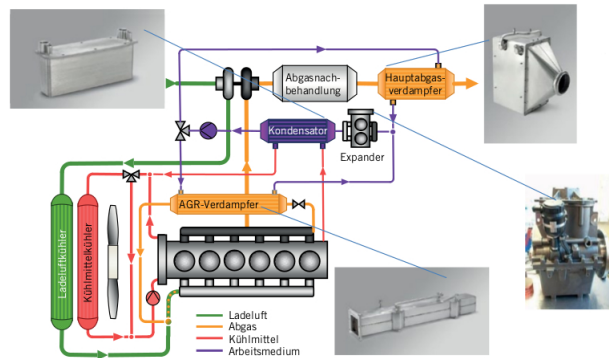


Figura 6.2: Schema posizionamento.

6.1.2 Condizioni operative

L'obiettivo di tale studio è fornire dati utili per la progettazione e l'ottimizzazione dello scambiatore di calore considerato. L'analisi CFD (Computational Fluid Dynamics) in questo contesto è uno strumento fondamentale nel processo di progettazione.

Lo scambiatore in questione, deve sia presentare un'elevata efficienza, sia rispondere a stretti vincoli di installazione in vettura. Parametri importanti da tener conto nella gestione energetica dell'autovettura, sono costituiti dal peso e dalla perdita di carico subita dai gas di scarico nell'attraversamento dello scambiatore, che costituisce una contropressione per il motore a combustione interna.

Le condizioni operative considerate nel presente studio sono riportate in Figura(6.3).

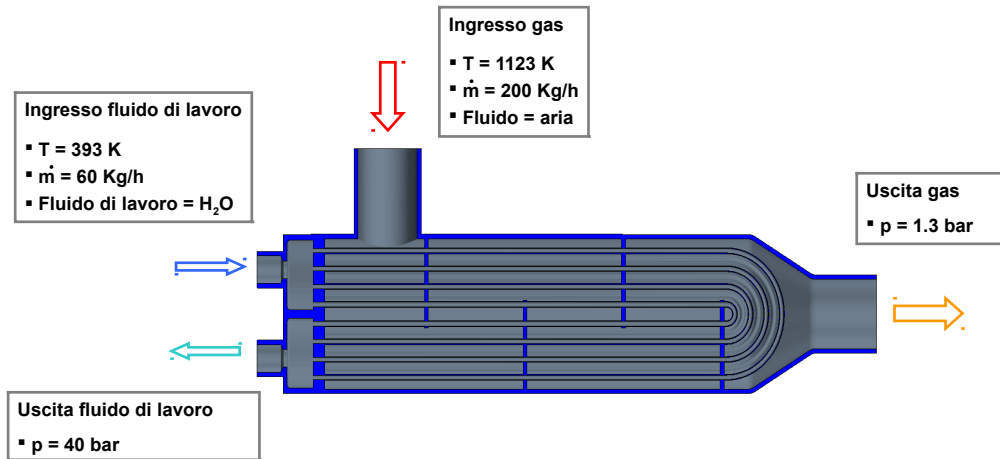


Figura 6.3: Condizioni operative scambiatore di calore.

6.2 Analisi CFD

6.2.1 Setup analisi CFD

L'analisi CFD è stata affrontata tramite l'utilizzo di Ansys Workbench, ambiente integrato che permette di gestire le fasi di importazione o definizione della geometria, di generazione della griglia di calcolo e di analisi dei risultati. Sono stati utilizzati Ansys Design Modeler per la costruzione della geometria CAD, Ansys Meshing per la generazione della mesh non strutturata, Ansys CFX per la simulazione termofluidodinamica.

A causa della complessità della geometria, la mesh non strutturata ottenuta è composta da circa 21 milioni di celle.

Il sistema studiato presenta due domini distinti tra loro, il dominio gas e il dominio acqua, separati dalla presenza di pareti di alluminio, e interagenti dal punto di vista termico.

I punti fondamentali riguardanti il setup generale della simulazione termofluidodinamica, svolta tramite CFX, sono i seguenti:

- Utilizzo di *thin walls*: modellazione a pareti di spessore nullo con modello di conduzione per simulare la trasmissione di calore tra i due domini;
- Modellistica diversa per i due domini, resa possibile dall'utilizzo di una beta feature;
- Interfacciamento termico per i due domini;
- Non considerati gli effetti della gravità;
- Simulazione stazionaria.

Il setup nel *dominio gas* è caratterizzato dalle seguenti impostazioni:

- Aria considerata gas ideale;
- Equazione di conservazione dell'energia: Energia totale;
- Modello di turbolenza: Standard $k - \varepsilon +$ wall functions;
- Metodo numerico di discretizzazione: Upwind 1^o ordine.

Il setup del *dominio acqua* è caratterizzato dalle seguenti impostazioni:

- Proprietà di acqua liquida e vapore ottenute da tabelle IAPWS caricate in CFX;
- Flusso bifase implementato tramite modello Mixture;
- Equazione di conservazione dell'energia: Energia totale;
- Modello di turbolenza: Standard $k - \varepsilon +$ wall functions;
- Metodo numerico di discretizzazione: Upwind 1^o ordine.

6.2.2 Risultati dominio gas

I risultati ricavati dalla simulazione, vengono confrontati con calcoli analitici del bilancio energetico.

In particolare in Tabella(6.1), sono riportati i risultati della simulazione lato gas, i risultati del bilancio di energia ottenuto analiticamente, e il confronto tra i due. Per il bilancio analitico si è utilizzato il valore del calore specifico a pressione costante mediato su tutto il dominio.

Il valore dell'HTC¹ riportato nelle tabelle, risulta essere mediato sull'intero scambiatore.

Dalla tabella si nota la presenza di scostamenti in percentuale dai valori teorici tendenti a zero. Ciò è sintomo dell'ottima riuscita della simulazione e dell'affidabilità fisica dei risultati.

Di seguito si riportano i campi delle grandezze fisiche più significative per la presente analisi, considerati in un piano di simmetria dello scambiatore di calore. Ovviamente, essendo la fisica del problema intrinsecamente tridimensionale, le grandezze in gioco assumeranno valori diversi in base al piano di sezione considerato. Tuttavia i fenomeni fisici osservati hanno per lo più le stesse caratteristiche.

Risultati simulazione lato gas		
Portata ingresso	0.0556	kg s ⁻¹
Portata uscita	0.0555998	kg s ⁻¹
Temperatura ingresso	1123	K
Temperatura uscita	811.4	K
Pressione uscita	1.3	bar
Caduta di pressione	6700	Pa
HTC medio	135	W m ⁻² K ⁻¹
Potenza termica scambiata	17.478	kW
Calcolo analitico		
Cp medio dominio gas	1.0044	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
Potenza termica scambiata	17.401	kW
Errori percentuali		
Errore accuratezza bilancio di massa	0.00	%
Errore accuratezza bilancio termico	0.44	%

Tabella 6.1: Risultati simulazione e confronto bilanci, lato gas.

¹HTC: Heat Transfer Coefficient.

In Figura(6.4) si riporta il campo di pressione assoluta del dominio aria. La caduta di pressione dei gas di scarico è un parametro molto importante, poichè costituisce una contropressione al motore a combustione interna.

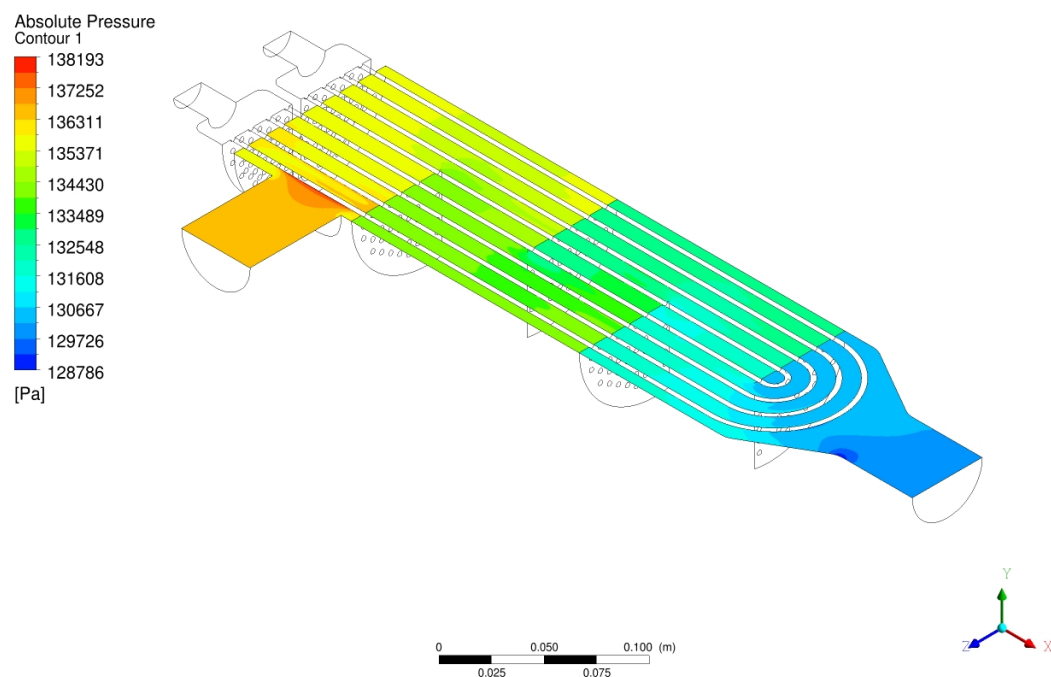


Figura 6.4: Pressione assoluta dominio gas.

In Figura(6.5) si riporta il profilo di temperatura. Si osserva la progressiva diminuzione della temperatura man mano che il fluido percorre lo scambiatore e cede energia ai condotti dell'acqua. Si notano inoltre delle zone caratterizzate da temperatura più bassa, poste in prossimità del lato dei baffles rivolto verso l'uscita.

In Figura(6.6) si nota un aumento di densità proporzionato alla diminuzione di temperatura.

In Figura(6.7), dove si riporta il campo di velocità, si notano dei punti di stagnazione posti in prossimità del lato dei baffles rivolto verso l'uscita. Tali zone sono appunto quelle in cui si osserva una temperatura più bassa, causata dal maggior tempo di permanenza. Ciò si evidenzia in Figura(6.8).

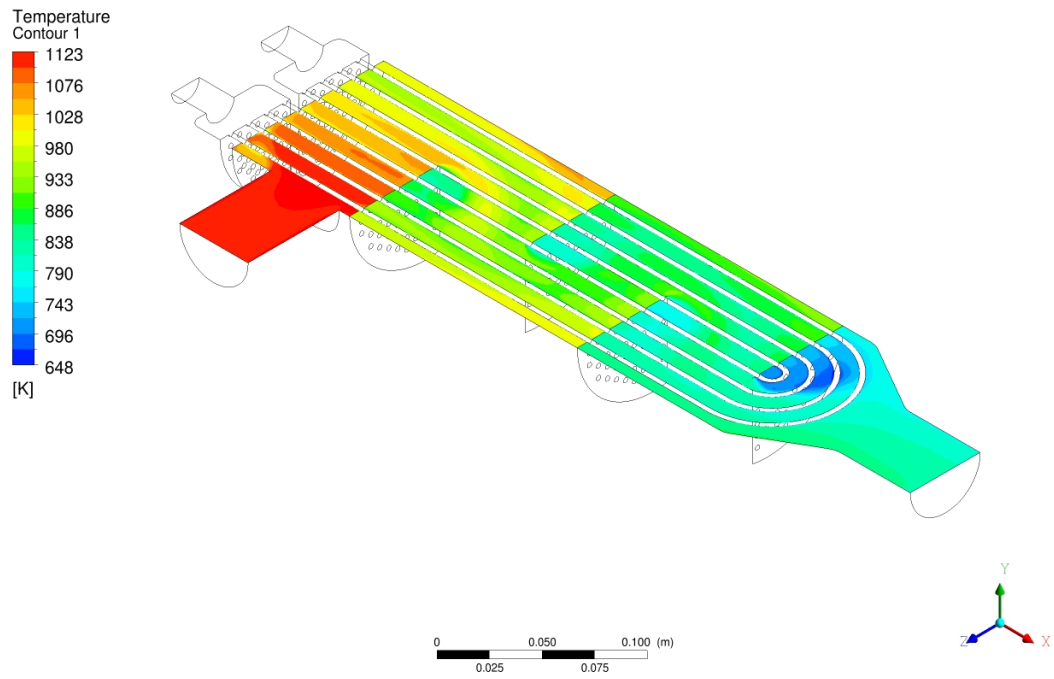


Figura 6.5: Temperatura dominio gas.

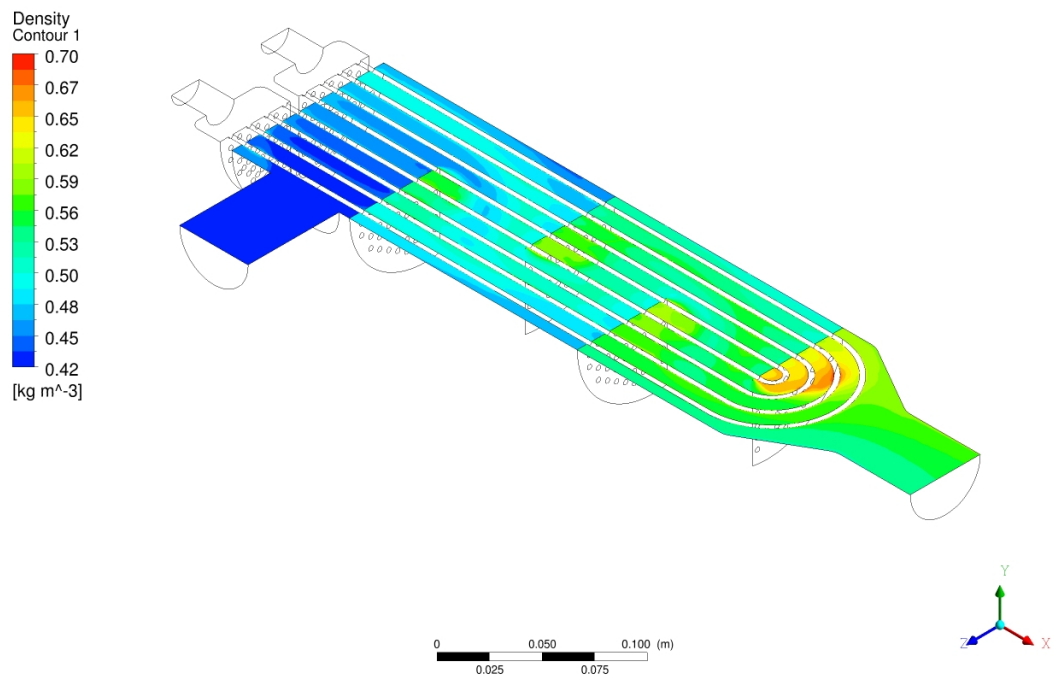


Figura 6.6: Densità dominio gas.

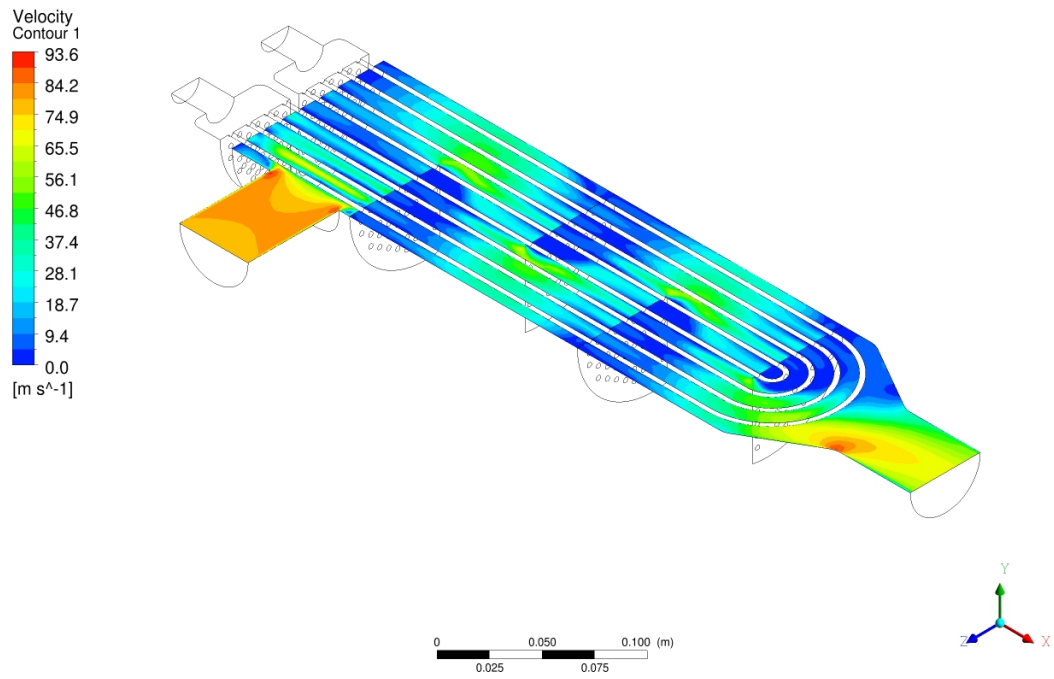


Figura 6.7: Intensità di velocità dominio gas.

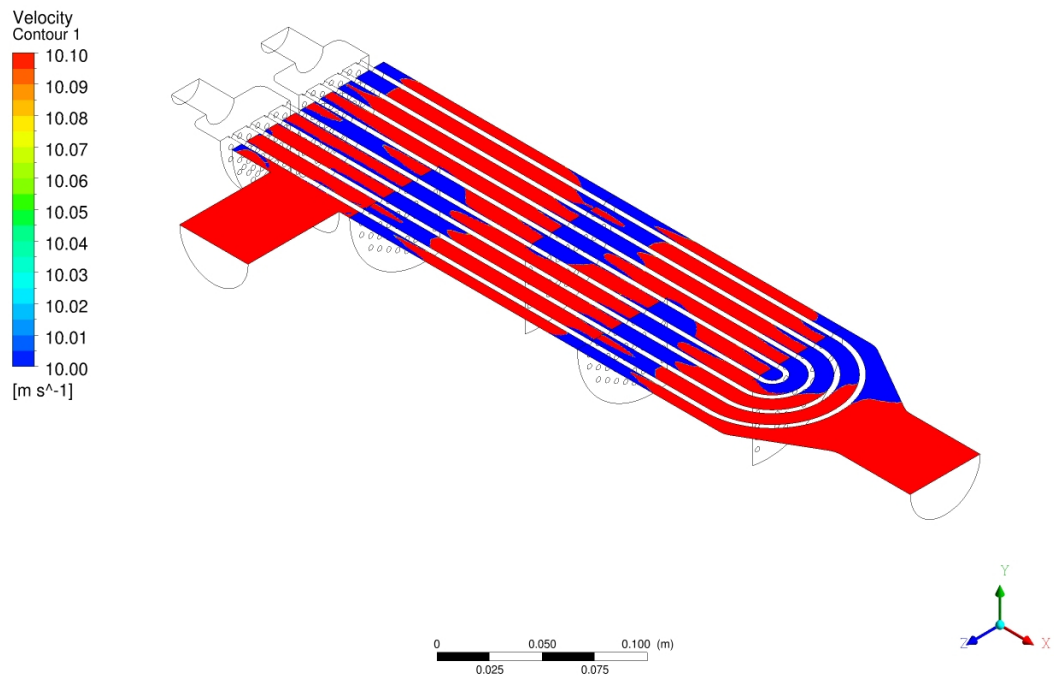


Figura 6.8: Intensità di velocità troncata, dominio gas.

In Figura(6.9) e in Figura(6.10), si riporta il campo di valori assunti dal coefficiente di scambio termico (HTC: Heat Transfer Coefficient) sulla superficie dei condotti dell'acqua affacciata verso il dominio gas. Si osserva la presenza di valori più alti in corrispondenza dei condotti investiti direttamente dal flusso di gas entrante nel mantello. Si notano inoltre valori di HTC più bassi nelle zone in prossimità del lato dei baffles rivolto verso l'uscita, dove si hanno le velocità del gas più basse.

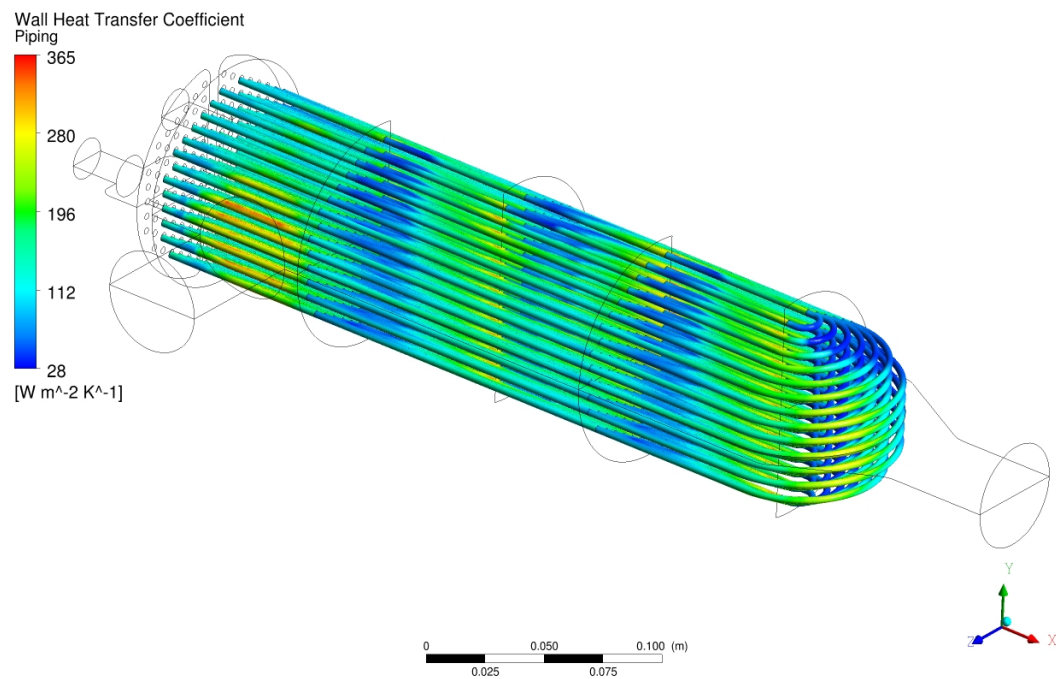


Figura 6.9: HTC lato gas.

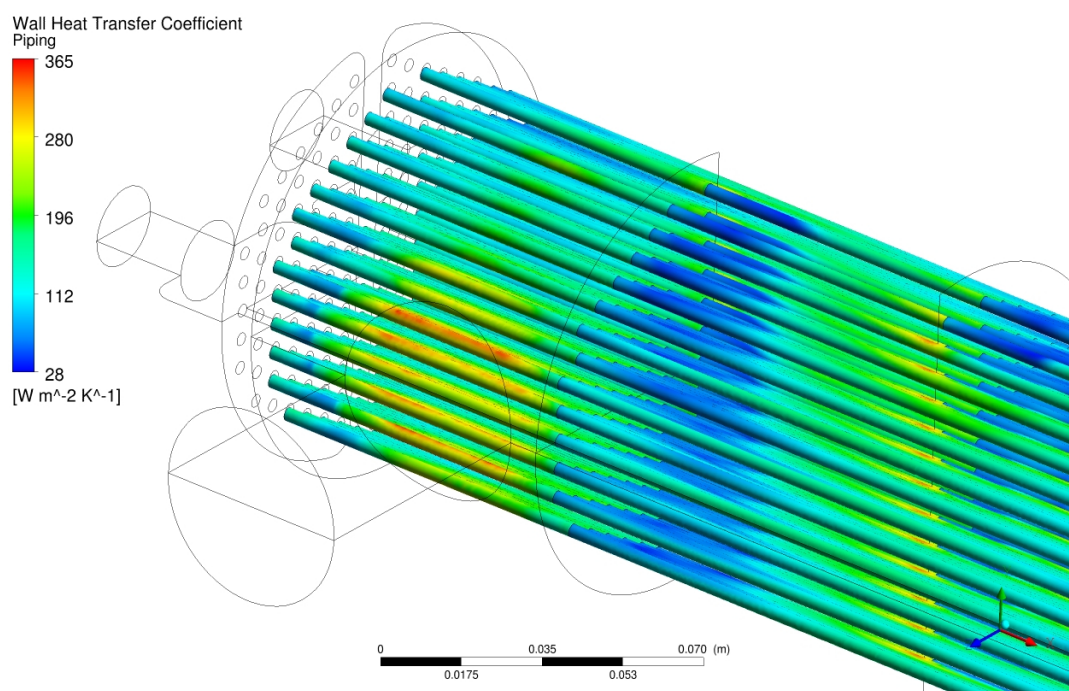


Figura 6.10: Particolare HTC lato gas.

6.2.3 Risultati dominio acqua

In Tabella(6.2), sono riportati i risultati della simulazione lato acqua, i risultati del bilancio di energia ottenuto analiticamente, e il confronto tra i due. Per quanto riguarda il bilancio analitico, sono stati utilizzati i valori di entalpia specifica riportati dal NIST.

Risultati simulazione lato acqua		
Portata ingresso	0.0167	kg s ⁻¹
Portata uscita	0.016692	kg s ⁻¹
Temperatura ingresso	393	K
Temperatura uscita	523.5	K
Temperatura di saturazione	523.5	K
Pressione uscita	40	bar
Caduta di pressione	80	Pa
HTC medio	865	W m ⁻² K ⁻¹
Frazione in massa vapore in uscita	0.272	#
Potenza termica scambiata	17.478	kW
Calcolo analitico		
Entalpia specifica liquido a 393 K	505.85	kJ kg ⁻¹
Entalpia specifica liquido a 523.5 K	1087.50	kJ kg ⁻¹
Calore latente di vaporizzazione	1713.30	kJ kg ⁻¹
Potenza termica scambiata	17.496	kW
Errori percentuali		
Errore accuratezza bilancio di massa	0.00	%
Errore accuratezza bilancio termico	0.10	%

Tabella 6.2: Risultati simulazione e confronto bilanci, lato acqua.

Le perdite di carico lato acqua risultano essere molto basse a causa delle basse velocità.

Dalle tabelle si nota la presenza di scostamenti percentuali dai valori teorici, inferiori al punto percentuale. Ciò evidenzia la buona riuscita della simulazione e l'affidabilità fisica dei risultati.

In Figura(6.11) si riporta il campo di pressione del dominio acqua. Si osserva la ridotta caduta di pressione ($\sim 80Pa$), motivata dalle basse portate in gioco.

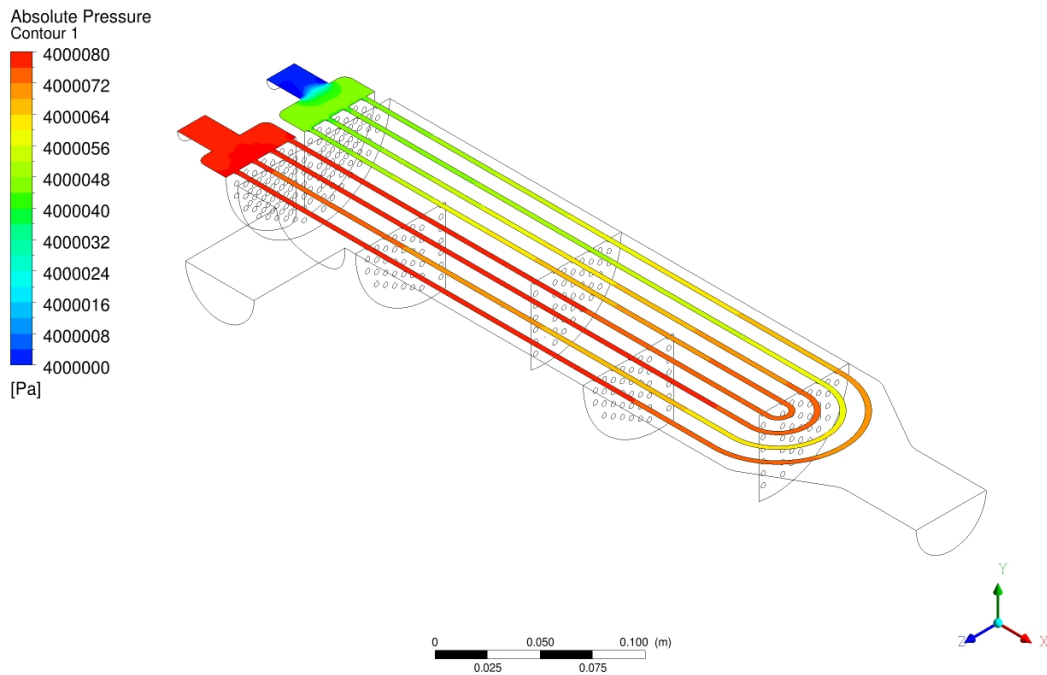


Figura 6.11: Pressione assoluta dominio acqua.

In Figura(6.12) si riporta il campo di temperatura del dominio liquido, dal quale emerge un comportamento diverso nei diversi condotti: il raggiungimento della temperatura di saturazione, non avviene in corrispondenza della medesima lunghezza percorsa in ogni tubo, ma si ha a coordinate diverse a seconda del condotto considerato. I condotti affacciati direttamente all'ingresso del gas, sono quelli che raggiungono più velocemente la temperatura di saturazione.

In Figura(6.13) si osserva il campo di densità del dominio acqua. Si può notare una graduale diminuzione della densità all'aumentare della temperatura, seguita da una diminuzione più brusca imputata al passaggio di fase.

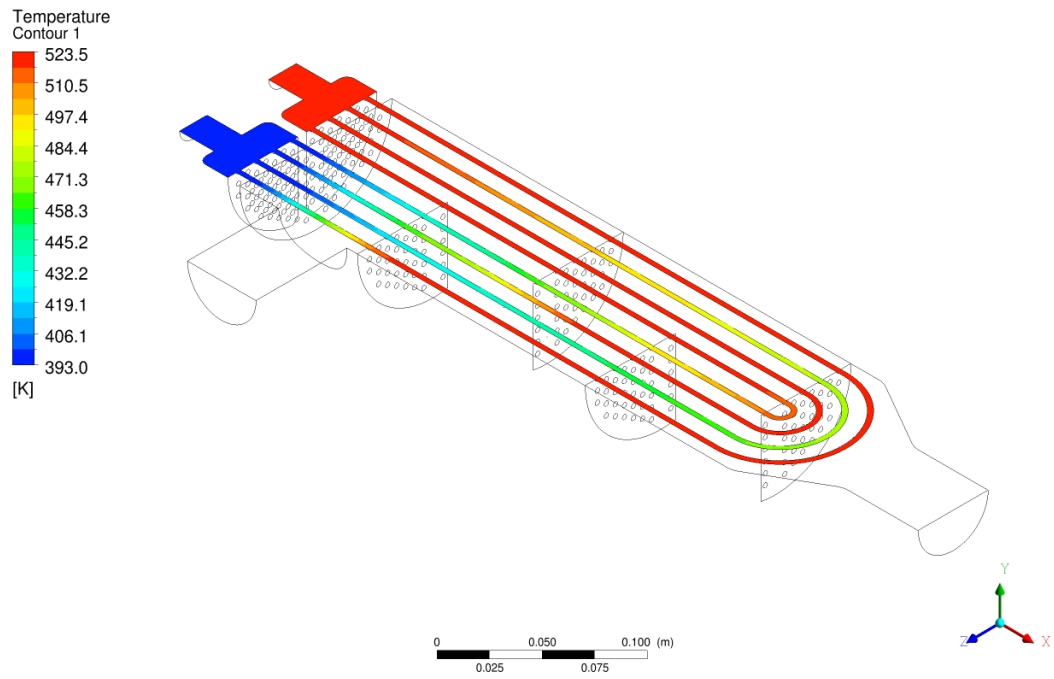


Figura 6.12: Temperatura dominio acqua.

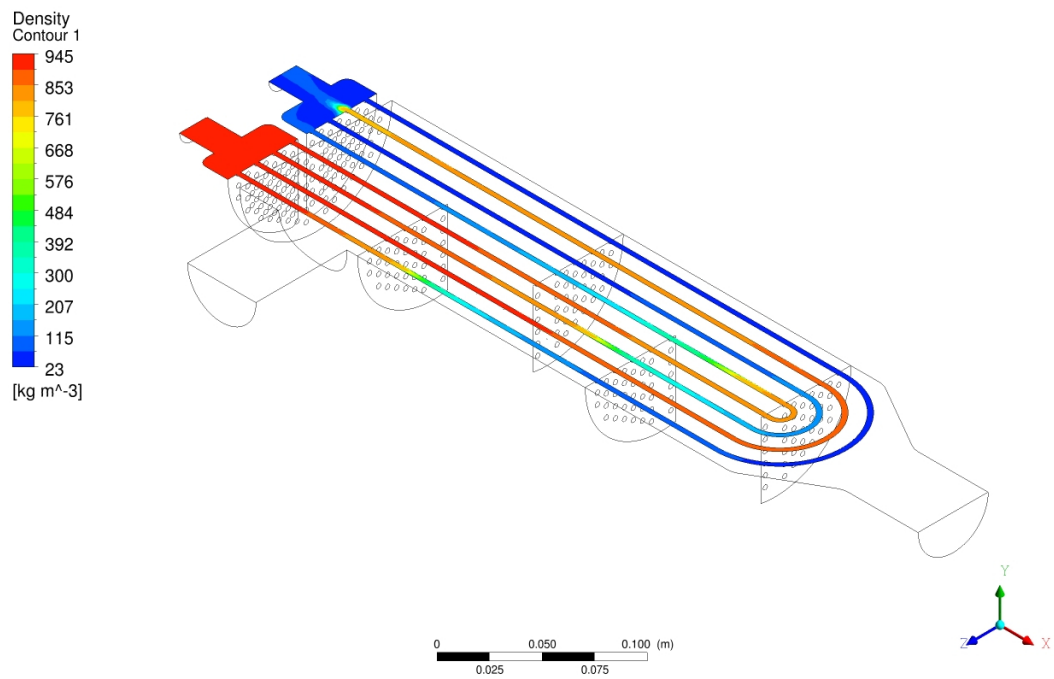


Figura 6.13: Densità dominio acqua.

In Figura(6.14) si osserva la distribuzione della frazione in massa della fase vapore. Si rileva che, all'ingresso al plenum di uscita, i condotti hanno frazioni in massa molto differenti tra loro.

In Figura(6.15) si riporta il campo della frazione in massa del vapore troncata all'1%. Si riesce così ad apprezzare qualitativamente la zona in corrispondenza della quale ha inizio l'evaporazione. Si evidenzia, in questo modo, la disuniformità di comportamento. Tale disuniformità si manifesta nella presenza di alcuni condotti all'interno dei quali si ha evaporazione circa un quarto di percorso, ed altri che fanno confluire al plenum di uscita solo liquido.

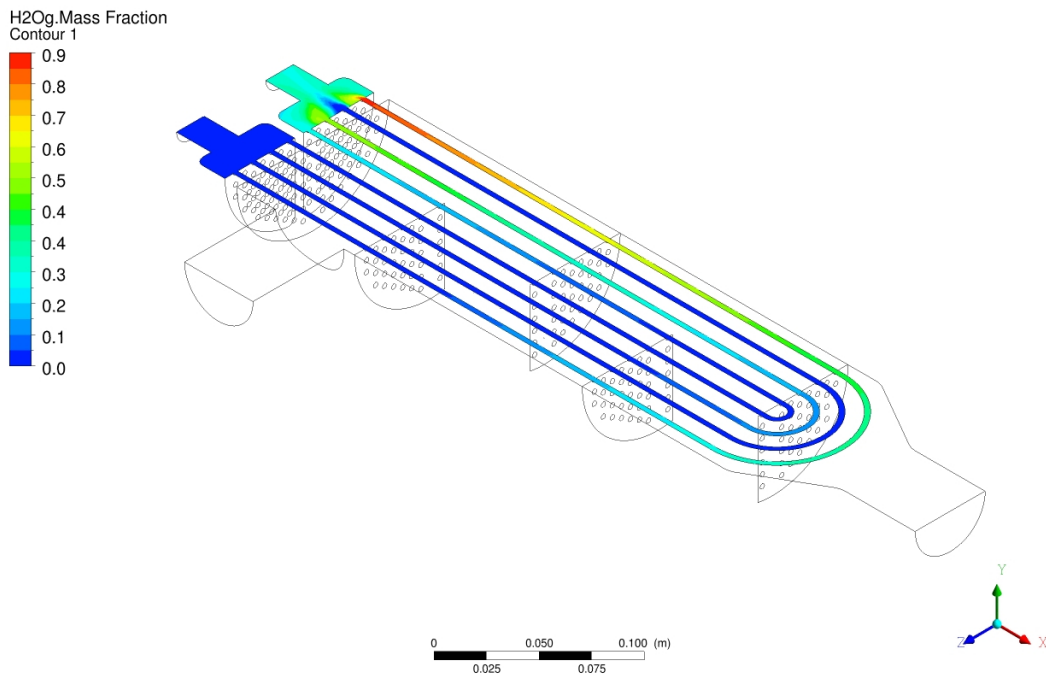


Figura 6.14: Frazione in massa fase vapore, dominio acqua.

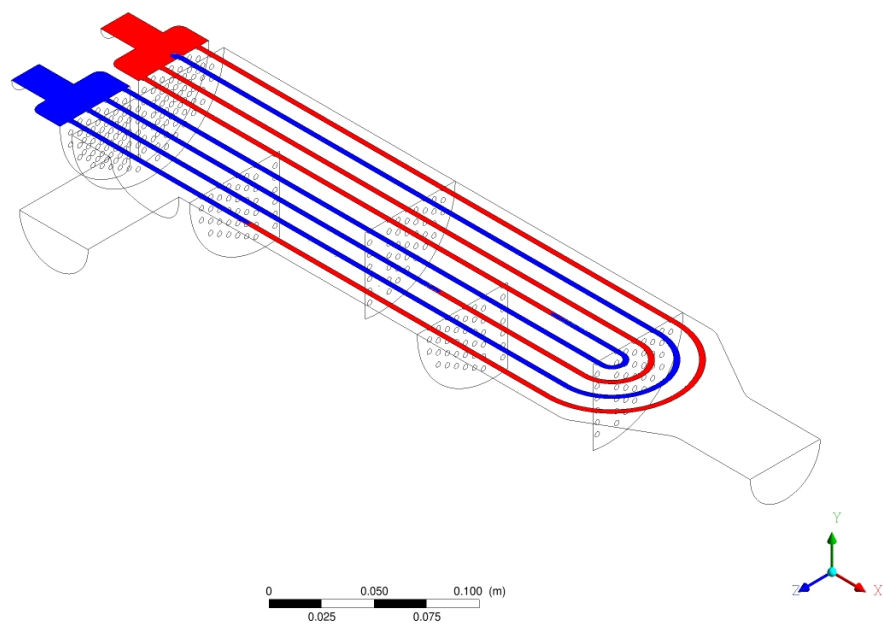


Figura 6.15: Frazione in massa fase vapore troncata a 0.01, domino acqua.

In Figura(6.16) si osserva la distribuzione di intensità di velocità nel dominio liquido. Già da tale immagine si nota la diversa alimentazione dei condotti, che è ancor più evidente in Figura(6.17), dove l'intensità di velocità è stata troncata al valore di 0.1 m/s. Si nota come i condotti con velocità maggiore all'ingresso, siano proprio quelli in cui il fluido evapora dopo aver percorso una distanza maggiore, o in cui il fluido arriva al plenum di uscita senza raggiungere la temperatura di saturazione. Risultano meglio alimentati i condotti aventi ingresso subito di fronte all'ingresso al plenum, così come visibile nel particolare riportato in Figura(6.18).

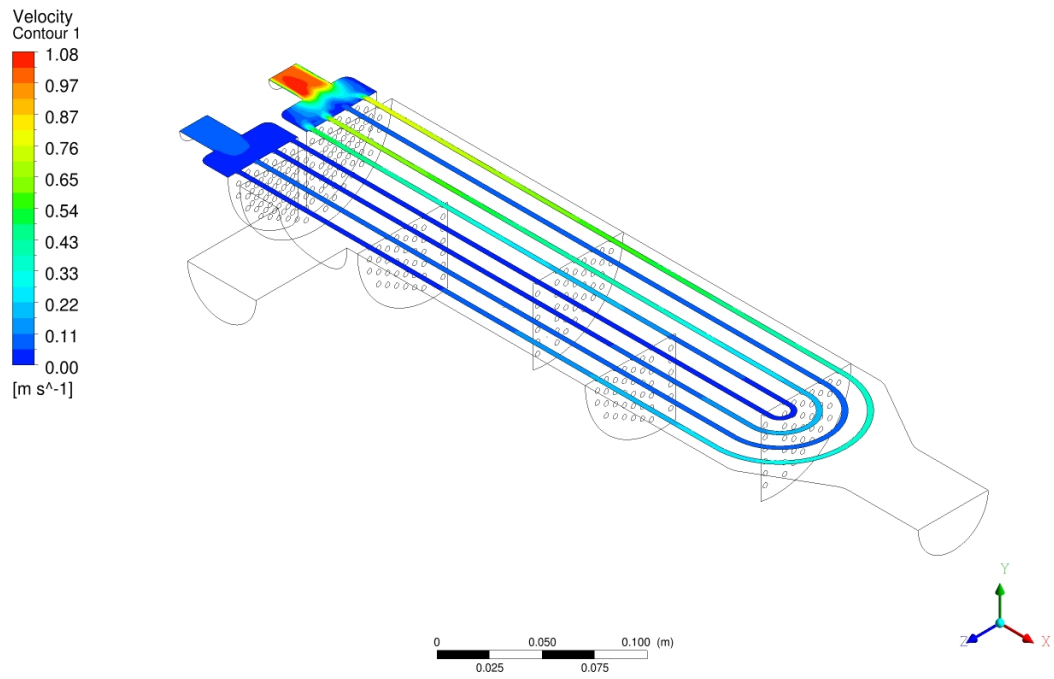


Figura 6.16: Intensità di velocità dominio acqua.

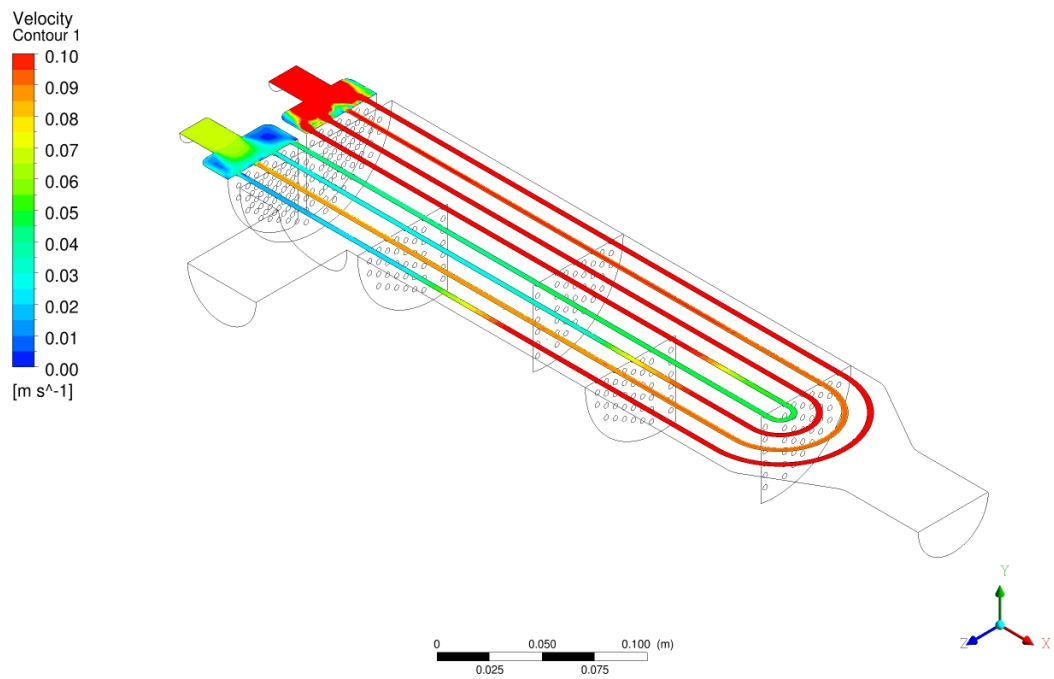


Figura 6.17: Intensità di velocità troncata a 0.1 m/s, dominio acqua.

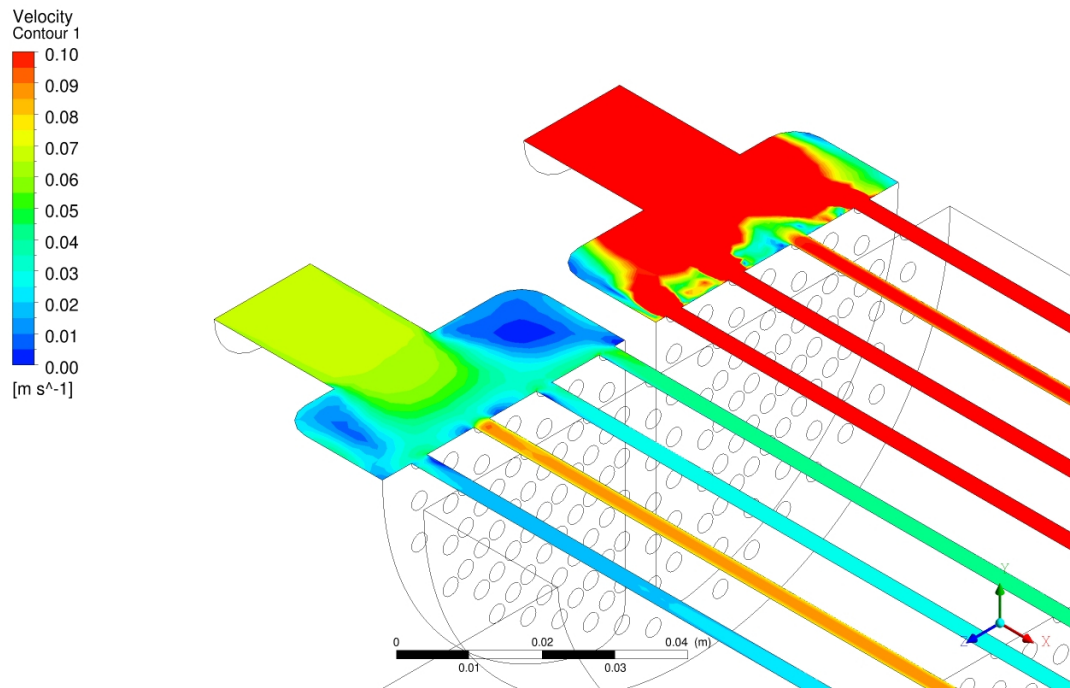


Figura 6.18: Particolare intensità di velocità troncata a 0.1 m/s, dominio acqua.

In Figura(6.19) si riporta il campo della componente x della velocità, a ridosso dell'ingresso dell'acqua ai condotti. Qui risulta ancor più evidente la tridimensionalità del problema, manifestata nella disuniformità di alimentazione dei condotti. Le velocità più elevate si hanno nei condotti affacciati direttamente al condotto di ingresso al plenum.

In Figura(6.20) e Figura(6.21), si osserva il campo di valori assunti dal coefficiente di scambio termico (HTC: Heat Transfer Coefficient), sulla superficie dei tubi affacciata al dominio acqua. Si nota in particolare la disuniformità dovuta alla diversa alimentazione dei condotti.

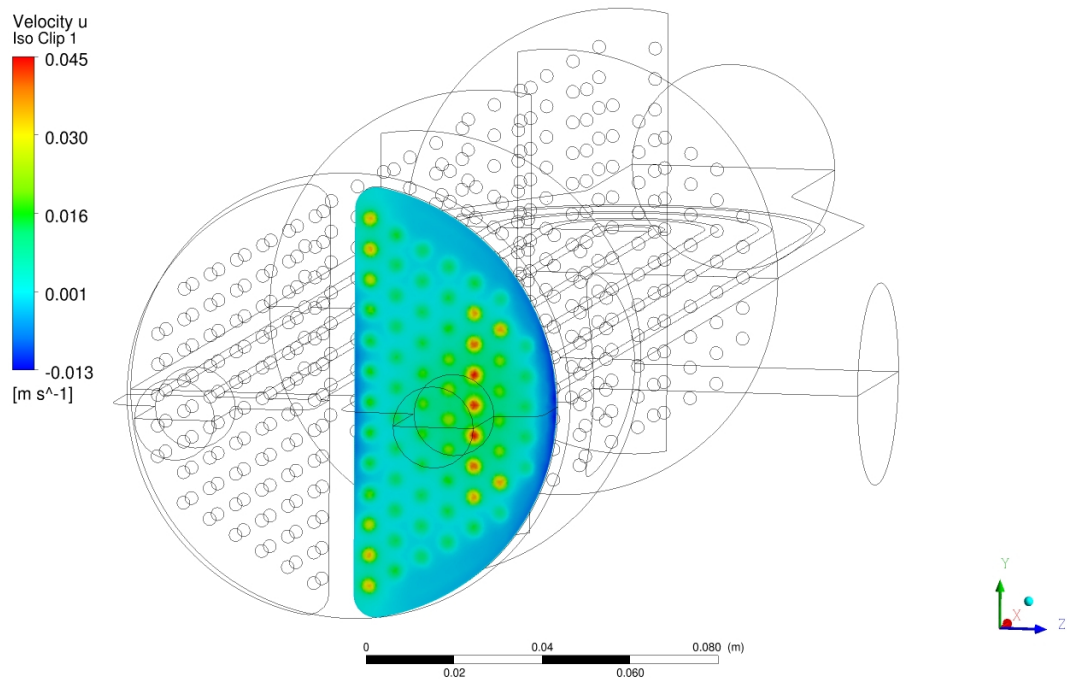


Figura 6.19: Componente x della velocità all'ingresso dei condotti dell'acqua.

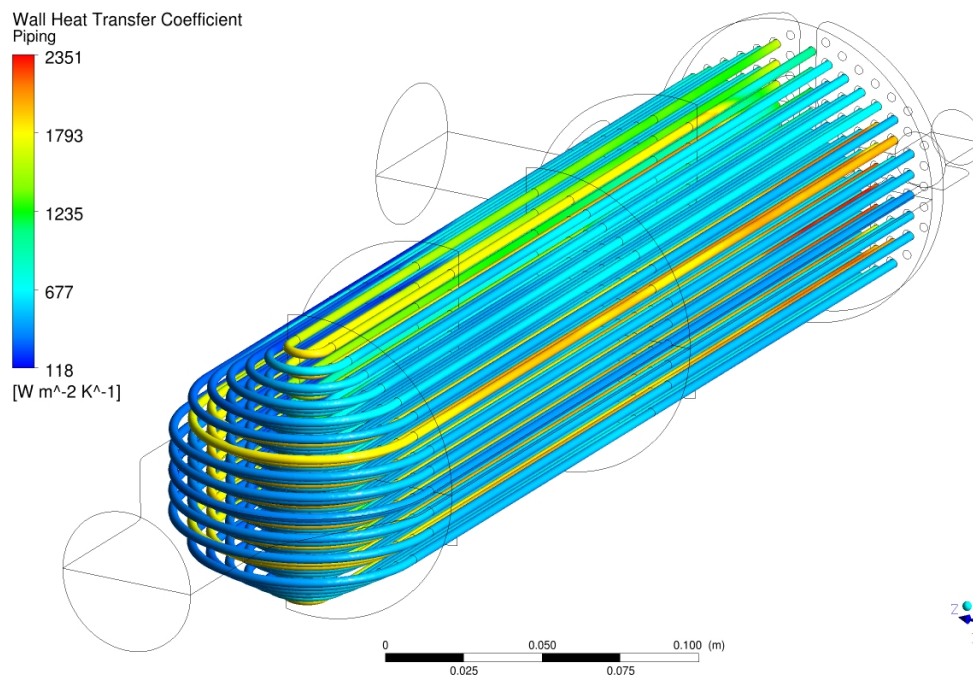


Figura 6.20: HTC lato acqua.

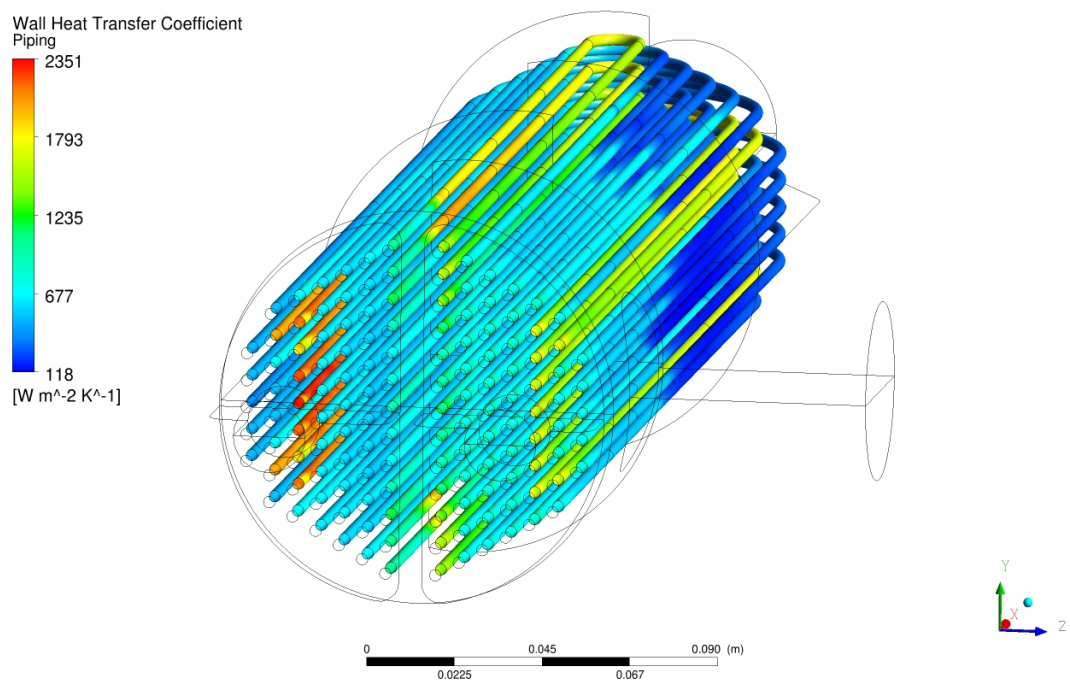


Figura 6.21: Particolare HTC lato acqua.

Conclusioni

Le direttive per la regolazione delle emissioni di CO₂ hanno investito il campo automotive, che si trova costretto a ricercare e sviluppare nuove soluzioni per soddisfarne i limiti sempre più stringenti. L'obiettivo è quello di ridurre i consumi, riducendo conseguentemente le emissioni di CO₂. Mentre la strada dell'ottimizzazione della combustione sembra esser arrivata ad un limite teorico, risulta perseguibile il recupero di energia dai gas di scarico, dove si concentra il 60-70% dell'energia prodotta dalla combustione.

Il ciclo Rankine costituisce la soluzione più vantaggiosa dal punto di vista della potenza recuperata, della complicazione contenuta e della facilità di applicazione in tempi relativamente brevi.

L'analisi dello stato dell'arte che ho effettuato, evidenzia l'attenzione di diverse aziende e centri di ricerca, riguardo l'utilizzo di questa tecnologia in campo automotive. Lo stato dell'arte è infatti ricco di articoli scientifici basati su studi teorici, prove sperimentali e simulazioni a parametri concentrati. In tale analisi, ho focalizzato l'attenzione sulle informazioni riguardanti la scelta del fluido di lavoro, dei componenti e del layout di sistema. Questi risultano essere aspetti fondamentali al fine di ottimizzare il beneficio a fronte di ridotta complessità.

Il presente elaborato ha come obiettivo lo studio dello scambiatore di calore, preposto alla vaporizzazione del fluido di lavoro di un ciclo Rankine, installato in applicazioni automobilistiche per via numerica. Lo strumento utilizzato in tale analisi è la simulazione CFD tridimensionale. L'analisi CFD risulta infatti un mezzo fondamentale per prevedere i fenomeni fisici all'interno dello scambiatore di calore, così da guidare ad una progettazione ottimizzata del

componente in questione.

Il lavoro è stato svolto in collaborazione con IAV GmbH, azienda di consulenza tedesca che opera internazionalmente nel settore automotive.

Nella presente tesi, ho introdotto elementi sui fenomeni fisici che interessano il sistema, oltre ad elementi riguardanti la modellistica utilizzata. Per quanto riguarda i modelli bifase, è stata utilizzata una modellistica semplificata, il cui scopo non risiede nell'indagine puntuale dei fenomeni dell'ebollizione, ma ha il compito di fornire indicazioni utili e fisicamente congruenti a livello di sistema. Il modello utilizzato è il Mixture.

Nello svolgimento dell'indagine CFD, ho preso in considerazione due software commerciali: Ansys Fluent ed Ansys CFX. Lo svolgimento di diversi test, mi ha fornito un'indicazione sull'affidabilità e la congruenza fisica dei risultati ottenuti dai due software. Da tale analisi emerge la difficoltà, utilizzando Fluent, di ottenere risultati fisicamente validi nel caso di un fluido interessato da passaggio di fase. CFX, dal confronto dei risultati con bilanci teorici, è risultato invece molto affidabile. La scelta del software, da utilizzare per effettuare la simulazione finale, è ricaduta quindi su CFX.

La simulazione dello scambiatore di calore reale (con geometria non semplificata) ha portato a risultati molto soddisfacenti dal punto di vista fisico. In particolare si sono manifestati alcuni aspetti di funzionamento, che risultano essere negativi dal punto di vista dell'efficienza di scambio. La simulazione ha quindi il compito di individuare tali punti deboli in modo da ottimizzare la geometria del componente in questione. Tra questi si osserva una forte eterogeneità di alimentazione dei condotti contenenti il fluido di lavoro, oltre alla presenza di zone stagnanti nelle vicinanze dei baffles nel dominio gas.

Questa tesi dimostra la validità dell'utilizzo dell'analisi CFD come strumento per la progettazione di uno scambiatore di calore per cicli Rankine applicati nel campo automotive. In questo campo l'analisi CFD risulta esser ancora più importante rispetto ad applicazioni terrestri, al fine di ottenere una maggiore efficienza e una riduzione degli ingombri, essendo queste problematiche molto sentite nell'installazione in vettura.

Il lavoro svolto va a coprire una parte vacante dello stato dell'arte dell'applicazione specifica, all'interno del quale le uniche simulazioni computazionali presenti sono quelle con modellistica a parametri concentrati. Quest'ulti-

mo metodo, pur essendo in grado di dare indicazioni sul funzionamento generale dello scambiatore di calore, non tiene conto della fisica intrinsecamente tridimensionale del problema.

Le prospettive future sono proiettate alla modifica della geometria proposta, ovviando ai problemi evidenziati dal presente studio, al fine di ottenere uno scambiatore più efficiente e, a parità di potenza scambiata, dall'ingombro più contenuto.

Una volta individuata la geometria ideale, sarebbe utile effettuare una simulazione utilizzando una modellistica bifase più accurata, al fine di investigare il funzionamento fisico puntuale. In CFX è disponibile il boiling model, modello che tiene conto in modo accurato dei fenomeni fisici importanti nello studio di condotti evaporativi. Tale passo finale risulta comunque difficoltoso a causa dell'onerosità di calcolo, causata dalla complessità della griglia di calcolo necessaria per geometrie così complesse.

Bibliografia

- [1] ANSYS CFX-Solver Theory Guide.
- [2] ANSYS FLUENT Theory Guide.
- [3] Arias, D.A., Shedd, T.A., et al., "Theoretical Analysis of Waste Heat Recovery from an Internal Combustion Engine in a Hybrid Vehicle", SAE paper, 2006.
- [4] Arunachalam, P.N., Shen, M., et al., "Waste Heat Recovery from Multiple Heat Sources in a HD Truck Diesel Engine Using a Rankine Cycle - A Theoretical Evaluation", SAE paper, 2012.
- [5] Bae, S., Heo, H., Lee, H., Lee, D., "Performance Characteristics of a Rankine Steam Cycle and Boiler for Engine Waste Heat Recovery", SAE paper, 2011.
- [6] Baker, C. and Shi, L., "Experimental and Modeling Study of a Heat Exchanger Concept for Thermoelectric Waste Heat Recovery from Diesel Exhaust," SAE Technical Paper 2012-01-0411, 2012.
- [7] Barletta, A., Dispense del corso "Termofluidodinamica applicata M", 2010.
- [8] Bianchi, M., De Pascale, A., Gambarotta, A., "Sistemi energetici. Vol. 3: Impatto ambientale.", 2009.
- [9] Chiew, L., Clegg, M., Willats, R., Delplanque, G. et al., "Waste Heat Energy Harvesting for Improving Vehicle Efficiency," SAE Int. J. Mater. Manuf. 4(1):1211-1220, 2011.

- [10] "Doha, accordo al ribasso alla conferenza ONU sul clima.", Il fatto quotidiano 9-12-2012.
- [11] "Efficienza energetica: la Cina intensifica gli sforzi.", Zeroemission, 19-02-2013.
- [12] Endo, T., Kawajiri, S., et al., "Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines", SAE paper, 2007.
- [13] Espinosa, N., Tilman, L., et al., "Rankine cycle for waste heat recovery on commercial trucks: approach, constraints and modelling", 2010.
- [14] Kadota, M., Yamamoto, K., "Advanced Transient Simulation on Hybrid Vehicle Using Rankine Cycle System", SAE paper, 2008.
- [15] Katta, K.K., Kim, M., Taggett, M., "Exhaust Heat Co-Generation System Using Phase Change Cooling for Heavy Duty Vehicles", SAE paper, 2008.
- [16] Latz, G., Andersson, S., Munch, K., "Comparison of Working Fluids in Both Subcritical and Supercritical Rankine Cycles for Waste-Heat Recovery Systems in Heavy-Duty Vehicles", SAE paper, 2012.
- [17] Lopez, J., Douglas, R., McCullough, G., and O'Shaughnessy, R., "Review of Rankine Cycle Systems Components for Hybrid Engines Waste Heat Recovery", SAE paper, 2012.
- [18] "Protocollo di Kyoto, nuove regole UE.", Il sole 24 ore, 16-02-2013.
- [19] Ringler, J., Seifert, M., "Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines", SAE paper, 2009.
- [20] Scardovelli, R., Manservigi, S., Dispense del corso "Termoidraulica dei flussi bifase M", 2011.
- [21] Shu, G., Zhao, J., et al., "Theoretical Analysis of Engine Waste Heat Recovery by the Combined Thermo-Generator and Organic Rankine Cycle System", SAE paper, 2012.
- [22] Teng, H., "Waste Heat Recovery Concept to Reduce Fuel Consumption and Heat Rejection from a Diesel Engine", SAE paper, 2010.

- [23] Teng, H., Regner, G., and Cowland, C., "Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part II: Working Fluids for WHR-ORC," SAE Technical Paper 2007-01-0543, 2007
- [24] Teng, H., Regner, G., Cowland, C., "Achieving High Engine Efficiency for Heavy-Duty Diesel Engines by Waste Heat Recovery Using Supercritical Organic-Fluid Rankine Cycle", SAE paper, 2006.
- [25] Zanchini, E., Barletta, A., Lazzari, S., Dispensa per l'insegnamento di "Termodinamica applicata L", 2007.
- [26] Zhang, X., Zeng, K., et al., "Exhaust Recovery of Vehicle Gasoline Engine Based on Organic Rankine Cycle", SAE paper, 2011.
- [27] www.gea-phe.com.

Ringraziamenti

Ringrazio in primis il Prof. Ing. Gian Marco Bianchi per la completa disponibilità, per la serietà e per avermi dato la possibilità di svolgere questo lavoro di tesi di laurea, risultato molto interessante ed estremamente formativo. Ringrazio l'Ing. Cristian Catellani per la completa disponibilità e per aver dato un contributo fondamentale alla buona riuscita di questo lavoro di tesi. Ringrazio l'Ing. Marco Costa per avermi guidato nella prima parte di svolgimento di tale lavoro. Per la collaborazione in questo progetto di tesi, ringrazio la IAV GmbH.

Ringrazio la donna della mia vita, Arianna, per avermi sopportato, tranquillizzato, motivato durante questi anni di laurea magistrale e per avermi causato un sorriso permanente impresso sul volto.

Ringrazio la mia famiglia, Pino, Tina, Carmelo, e Davide, per aver creduto sempre in me, per avermi supportato e sopportato in tutti questi anni, per avermi dato la forza di affrontare la vita.

Ringrazio nonno Giovannino che non vedeva l'ora di aver questa soddisfazione. Ringrazio Vera e Santino per l'affetto dimostrato.

Ringrazio il Dott. Flavio Natale, per la sua professionalità e per la preziosa amicizia.

Ringrazio gli Amici con cui ho condiviso questa fase della vita: Riccardo, Manzeo, Moritz, Giulio, Pigna, Antonio, Il Manto, Max, Pietro, Gemma.

Ringrazio gli amici Mariano, Michele e Piergiorgio per l'affetto e per gli innumerevoli gesti nei miei confronti.

Ringrazio vivamente i *Cazzutissimi* che hanno toccato la vetta di potenza con l'ultima Hit musicale; a loro il mio più sentito Daje!!!

Ringrazio il segretissimo club del 106, avete reso piacevole questo percorso di

tesi.

Ringrazio a tutti quelli che ho dimenticato di citare, perchè continuano a voler bene a una persona smemorata come me!