POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Tesi di Laurea Magistrale

Confronto tra più architetture di circuito a fluido bifase meccanicamente pressurizzato e relativo progetto preliminare per MMRTG di rover marziano

Relatori:

Prof. Paolo Maggiore

Prof. Matteo Davide Lorenzo Dalla Vedova

Prof Janner Davide Luca

Candidato:

Gennaro Denis Di Leone

Sommario

Le missioni di esplorazione spaziale richiedono l'impiego di sistemi di alimentazione a lunga durata, per fornire l'energia elettrica necessaria a garantire il funzionamento dei vari sottosistemi del veicolo spaziale e degli strumenti scientifici; inoltre è necessario che siano caratterizzati da un elevato livello di sicurezza, affidabilità, con la capacità di operare a lungo termine nelle missioni di lunga durata. Adatti a tali situazioni sono i cosiddetti Sistemi di potenza a radioisotopi (RPS). Un tipo di RPS consiste nel Generatore Termoelettrico a Radioisotopi, un sistema di generazione di potenza di tipo nucleare, il quale produce elettricità sfruttando il calore prodotto dal decadimento di radioisotopi, senza l'utilizzo di parti in movimento. Il Dipartimento dell'Energia (DOE) in collaborazione con la NASA, ha sviluppato nel corso degli anni diverse generazioni di generatori di potenza a radioisotopi, l'ultimo dei quali è chiamato Multi-Mission Radioisotope Thermoelectric Generator (MMRTG).

L'MMRTG genera un elevato carico termico che non viene convertito in energia elettrica, il quale deve essere dissipato da un adeguato sistema di controllo termico. Il sistema di raffreddamento più comunemente usato per tale applicazione è il sistema a fluido monofase meccanicamente pressurizzato (MPFL).

Il presente lavoro di tesi si propone come obiettivo quello di investigare una valida soluzione alternativa a tale sistema di controllo termico in grado gestire il carico termico di circa 2 kW prodotto da un generatore MMRTG montato a bordo di un rover per una missione su Marte, e di effettuarne il dimensionamento preliminare. Tale alternativa è rappresentata dal sistema bifase meccanicamente pressurizzato (2ph-MPFL).

La missione presa come riferimento è la missione Mars 2020, e il modello di rover considerato per una stima preliminare delle dimensioni del circuito si rifà a quella del Rover Perseverance. In particolare, sono state dimensionate due configurazioni di circuito 2ph-MPFL: l'architettura tradizionale e una innovativa.

Dal confronto tra le due architetture è emerso che l'architettura innovativa potrebbe rivelarsi una soluzione più fattibile da implementare da un punto di vista tecnologico in una fase successiva di progetto.

Introduzione

Da sempre, l'esplorazione spaziale è stata un argomento che ha suscitato l'interesse dei vari studiosi e scienziati, in particolare le esplorazioni finalizzate a investigare l'abitabilità di ambienti diversi da quelli terrestri, nonché quelle aventi l'obiettivo di ricercare possibili tracce di forme di vita passata e/o presente. Nel corso degli anni, missioni sempre più impegnative dal punto di vista della durata, hanno condotto allo sviluppo di generatori di potenza elettrica che fossero in grado di alimentare il veicolo spaziale per tutta la durata richiesta dalla missione stessa. A tal fine, oggigiorno sono particolarmente utilizzati i generatori termoelettrici a radiosotopi, i cosiddetti RTG, i quali appartengono alla categoria degli RPS (Sistemi di potenza a radioisotopi). Questi ultimi sono particolarmente adatti per missioni verso i pianeti esterni del sistema solare e verso lo spazio profondo in luogo dei tradizionali pannelli solari, i quali si rivelerebbero inefficaci a causa della debolezza delle radiazioni solari [1].

Storicamente, il primo lancio in orbita di un veicolo che montava un RPS avvenne nel 1961. Da allora, l'RPS è stato utilizzato in 31 missioni spaziali degli USA. Gli RPS hanno permesso alla NASA di esplorare il Sistema Solare per oltre 50 anni. Le missioni Apollo verso la Luna, le missioni Viking e Curiosity verso Marte, Pioneer, Voyager, Ulysses, Galileo, Cassini, New Horizons verso Plutone, più in generale le missioni verso il sistema solare esterno, sono state possibili usando RPS. Voyager 1 è operante fin dal lancio avvenuto nel 1977, e continua tutt'ora a funzionare e a inviare dati scientifici grazie al fatto che monta a bordo l'RPS, nonostante abbia raggiunto lo spazio interstellare [2,3,4].

L'ultima generazione di generatori di potenza a radioisotopi è rappresentata dall' MMRTG (Multi-Mission Radioisotope Thermoelectric Generator). Quest'ultimo è stato impiegato per la prima volta nella missione Curiosity. Tra l'altro è attualmente utilizzato nella missione Mars 2020, montato a bordo del rover Perseverance,

Questa tipologia di RTG è capace di produrre una quantità di potenza termica pari a 2kW, di cui solo 110 W sono convertiti in energia elettrica [5]. Pertanto, è necessario impiegare un sistema di controllo termico che sia in grado di dissipare tale calore in eccesso. Comunemente il sistema maggiormente impiegato è il circuito a fluido monofase meccanicamente pressurizzato.

Il presente lavoro di tesi si propone come obiettivo l'implementazione di un sistema di controllo termico alternativo a quello MPFL, al fine di raffreddare un MMRTG da utilizzare a bordo di un rover marziano, e il relativo dimensionamento preliminare. Questo è rappresentato dal sistema a fluido bifase meccanicamente pressurizzato (2ph-MPFL).

Storicamente, negli anni 80' il sistema 2ph-MPFL venne preso in considerazione dalla NASA come possibile implementazione sulla ISS; tale sistema trovò favore nell'ambito del progetto dato gli elevati valori dei carichi termici da dissipare. Ma tale opzione venne esclusa per problemi legati all'affidabilità e sicurezza, data anche la presenza dell'equipaggio umano a bordo, nonché complessità legate alla gestione del cambiamento di fase del fluido in microgravità.

Nel 2010 l'AMS-02 ("Alpha Magnetic Spectrometer") a bordo della ISS utilizzò come sistema di raffreddamento un circuito a fluido bifase progettato dalla National Aerospace Laboratory of Netherlands (NLR). Thales-Alenia ha impiegato tale tipologia di circuito su satelliti geostazionari per telecomunicazioni, i quali dissipavano una potenza compresa tra i 4 kW e i 10 kW **[6].**

Il lavoro di tesi è stato articolato in una iniziale presentazione della missione di riferimento (Mars 2020) con una breve descrizione dei principi di funzionamento di un RTG (in particolare l'MMRTG). Successivamente è stato esposto lo stato dell'arte dei vari sistemi di controllo termico passivi e attivi, seguito dalla giustificazione della scelta del sistema di controllo termico 2ph-MPFL con relativa descrizione dei vari componenti che costituiscono il circuito, mostrando i vari vantaggi e svantaggi legati ad un suo utilizzo. Dopo aver effettuato la scelta del circuito, è stata illustrata la procedura generale di dimensionamento dello stesso, con i vari step da seguire. Sono stati riportati una panoramica delle equazioni che regolano le cadute di pressione di un fluido monofase e bifase all'interno di un condotto e i vari requisiti da rispettare nella selezione del fluido di lavoro e nella scelta dei materiali dei vari componenti del circuito. Si è passati successivamente a illustrare i principali meccanismi con cui avviene lo scambio termico, le varie equazioni che regolano il trasporto di calore in un condotto, e una descrizione delle perdite termiche che caratterizzano l'evaporatore.

Infine si è proceduti al dimensionamento preliminare del circuito. Il sistema implementato è stato adattato ad un modello di rover avente dimensioni simili a quelle del rover Perseverance. Il dimensionamento del circuito è stato effettuato nel caso caldo (caso termicamente peggiore), in cui l'MMRTG genera il massimo carico termico (circa 2kW). Sono state proposte due architetture

diverse di circuito 2ph-MPFL, rispettivamente l'architettura tradizionale e una innovativa, i cui studi sono stati condotti nel Jet Propulsion Laboratory; per ambo le configurazioni, sono stati considerati due casi di studio: un caso ideale, in cui non sono state considerate le perdite termiche; e un caso reale, per il quale è stato sviluppato un modello di scambio termico che tiene conto delle perdite termiche dei vari componenti del circuito (in particolare l'evaporatore); tale modello è stato risolto iterativamente per mezzo del software Matlab, al fine di calcolare la portata di vaporizzazione, le varie grandezze da essa dipendenti (tra cui le cadute di pressione nel circuito), nonché il profilo di temperatura del fluido nelle linee del circuito. Nell'ultima parte del documento sono stati riportati i risultati ottenuti per il dimensionamento nel caso ideale e reale (per quest'ultimo dopo che il codice è giunto a convergenza), per entrambe le architetture, seguiti da un successivo confronto tra le due architetture, anche alla luce dei risultati ottenuti. Sono stati anche riportati possibili sviluppi futuri da implementare.

La struttura del presente lavoro consiste in 5 capitoli. Nel Capitolo 1 sono stati presentati la missione di riferimento e i principi di funzionamento dell'RTG. Nel Capitolo 2 sono stati descritti i vari sistemi di controllo termico (attivi e passivi) ed effettuata la scelta del 2ph-MPFL. Nel Capitolo 3 è stata presentata la procedura di dimensionamento del circuito 2ph-MPFL. Nel Capitolo 4 sono stati illustrati i meccanismi di scambio termico e le perdite termiche all'evaporatore. Nel Capitolo 5 si è proceduti al dimensionamento preliminare delle due architetture analizzate (proposte), con successivo confronto tra le stesse.

1.0 Sistemi di potenza a radioisotopi

Una delle principali fonti di energia utilizzate per generare potenza elettrica a bordo di un veicolo spaziale è l'energia solare. Quest'ultima si rivela adatta soprattutto per le missioni in orbite lunari o terrestre; più in generale, per tutte quelle missioni dove è disponibile un'adeguata illuminazione solare. Pertanto, l'utilizzo dei generatori fotovoltaici per missioni interplanetarie lontane dal sole si rivela inefficiente. Per tali missioni, la fonte di energia utilizzata a bordo è di tipo nucleare, ed è fornita dal *Generatore Termoelettrico a Radioisotopi* (RTG). Quest'ultimo è utilizzato per produrre elettricità sfruttando il calore prodotto dal decadimento di radioisotopi, ed è capace di fornire energia elettrica per durate di missioni molto grandi, fino e anche oltre i 25 anni [1].

1.1 Missioni equipaggiate con RTG

I Generatori a radioisotopi, storicamente, sono stati impiegati a bordo di diversi spacecraft in varie missioni, tra cui Apollo, Pioneer, Viking, Voyager, Galileo, Ulysses, Cassini, e New Horizons. In ordine di tempo:

- Nel 1969, l'RTG **SNAP-19B** fu montato a bordo del *Nimbus III;* l'RTG in questione produceva fino a 28.2 W di potenza elettrica all'inizio della missione;
- Nel 1972-1973, sulle sonde spaziali *Pioner 10 e Pioner 11*, fu montato l'**RTG SNAP-19**, capace di produrre fino a 40.3 W di potenza elettrica ad inizio missione.
- Nel Dicembre del 1972, **l'RTG SNAP-27** fu utilizzato per *l'Apollo Lunar Surface Experiment Package (ALSEP)*. Quest' ultimo fu istallato sulla superficie lunare per tutte le missioni Apollo da Apollo 12 ad Apollo 17, con lo scopo di studiare la superficie lunare, anche in seguito al ritorno degli astronauti sulla Terra. L'RTG era capace di erogare circa 70 W di potenza elettrica all'inizio della missione;
- Nel 1975, *Viking 1* e *Viking 2* sono stati equipaggiati con l'**RTG SNAP-19**, in grado di erogare fino a 42.6 W di potenza elettrica;

- Nel 1977, le sonde *Voyager 1* e *Voyager 2* sono state dotate del *Multi-Hundred Watt* (MHW) RTG il quale fornisce 158 W di potenza elettrica. Si aspetta che queste sonde mandino segnali fino al 2025.;

- *Galileo*, messo in orbita nel 1989, montava a bordo due **General Purpose Heat Source (GPHS) RTG** di 292 W ognuno, ed è rimasto operativo per ben 14 anni;

- *Ulysses* fu lanciato nel 1990 per studiare l'eliosfera; era alimentato con un GPHS-RTG;

- Nel 1996, sul lander marziano *Pathfinder* furono montati tre RTG (ognuno composto da 2.7 grammi di diossido di plutonio 238), i quali producevano circa 35 W di potenza elettrica e 1 W di potenza termica;

- La sonda *Cassini*, lanciata nel 1997 per esplorare Saturno, montava a bordo tre **GPHS RTG**, ognuno dei quali forniva 292 W di potenza elettrica; erano costituiti da 18 moduli GPHS per un totale di 33 Kg di ossido di Plutonio 238;

- Un **GPHS-RTG** capace di fornire 292 W è stato montato sul *New Horizons*, lanciato nel 2006, allo scopo di studiare Plutone e le sue lune;

- Nel Novembre del 2011, il rover del *Mars Science Laboratory*, chiamato Curiosity, fu lanciato con destinazione Marte. Montava a bordo come sorgente di potenza elettrica un **Multi-Mission RTG (MMRTG)**, composto da un totale di 4.8 Kg di diossido di Plutonio 238, capace di produrre circa 110 W di potenza elettrica a inizio vita, per un peso totale pari a cinque volte quello dei suoi predecessori (Spirit e Opportunity);

- Il Rover **Perseverance**, il cui lancio è avvenuto nel Luglio 2020, monta un MMRTG, il cui funzionamento verrà analizzato nel prossimo paragrafo.

1.2 Principi di funzionamento di un RTG

Un generatore RTG sviluppa energia elettrica dalla conversione del calore ottenuto dal decadimento di materiali radioisotopi. In particolare, gli RTG sono costituiti da due elementi

principali: una sorgente di calore che contiene il materiale radioisotopo, il "combustibile" (principalmente Plutonio-238), e termocoppie a stato solido, che convertono calore prodotto dal decadimento del Plutonio in elettricità.

La conversione diretta del calore in elettricità è un principio fisico scoperto due secoli fa dallo scienziato tedesco Thomas Johan Seebeck, il quale osservò che, ponendo a contatto due materiali elettricamente conduttivi, uniti in un circuito chiuso, con le due giunzioni mantenute a differente temperatura, si genera una tensione elettrica. Le coppie di giunzioni prendono il nome di coppie termoelettriche (o termocoppie). La potenza in uscita dalle termocoppie è funzione della temperatura di ogni giunzione e delle proprietà dei materiali termoelettrici.

Le termocoppie negli RTG usano il calore prodotto dal decadimento naturale del combustibile radioisotopo per riscaldare il lato caldo della giunzione della termocoppia; e utilizzano il freddo dello spazio per mantenere a bassa temperatura il lato freddo della giunzione **[2].** L'effetto appena analizzato è mostrato in Figura 1.1

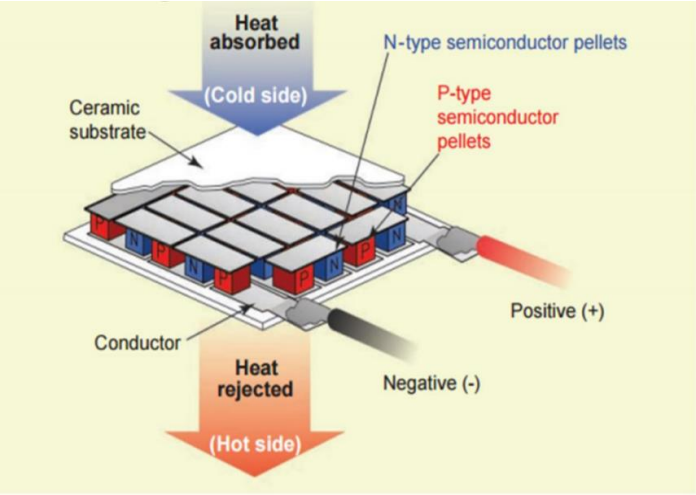


Figura 1.1: Rappresentazione di una giunzione termoelettrica [7].

In particolare, l'MMRTG, come accennato in precedenza, è un particolare tipo di generatore termoelettrico a radioisotopi sviluppato dalla NASA e dal Jet Propulsion Laboratory. E' stato sviluppato per le missioni MSL e Mars 2020.

Nell'MMRTG, la sorgente di calore costituisce il cuore del dispositivo, visibile, in Figura 1.2, in arancione. Quest'ultima è composta da 8 moduli chiamati General Purpose Heat Source (GPHS).

Tale sorgente è stata progettata in modo tale da sopravvivere ad eventuali incidenti al lancio, perché questi moduli contengono e rendono sicuro il combustibile. Quest'ultimo è prodotto in pellet ceramici di diossido di Plutonio (PuO2), incapsulati in un case protettivo composto da una lega a base di iridio resistente alle alte temperature, il quale blocca le particelle alfa emesse durante il decadimento.

Le Termocoppie convertono il flusso di calore in elettricità. Come già accennato in precedenza, una termocoppia è costituita dalla giunzione calda e dalla giunzione fredda a loro volta separati in due parti: N-leg e P-leg (Figura 1.3). Il lato caldo della termocoppia è costituito dalla lega Piombo Telluride (PbTe) chiamata TE1010, mentre il lato freddo P-leg è fatto in PbSnTe/TAGS-85 [8].

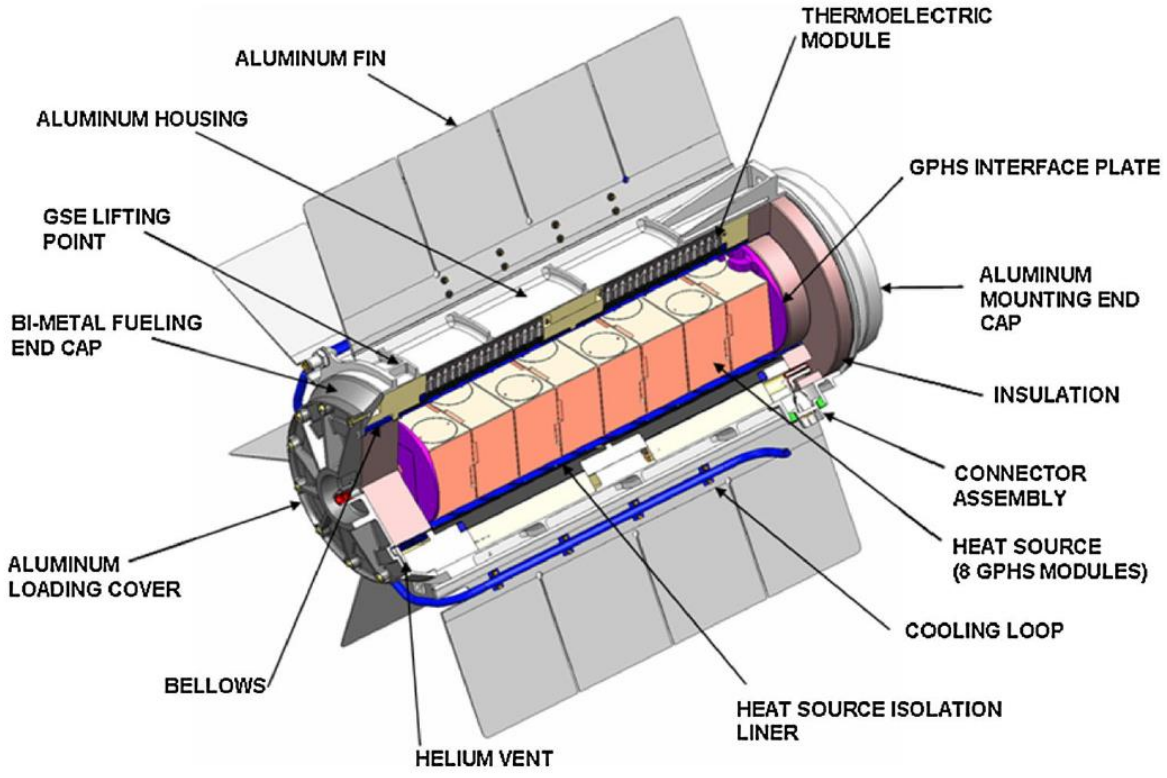


Figura 1.2: Schema MMRTG [8].

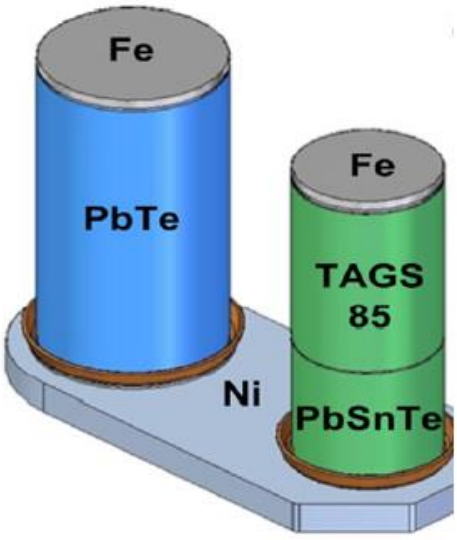


Figura 1.3: Termocoppie [8]

L'MMRTG è caratterizzato da un diametro di circa 64 cm e da un'altezza di 66 cm, per una massa pari a 45 Kg. Essenzialmente, l'MMRTG contiene un totale di 4.8 Kg di diossido di plutonio che inizialmente fornisce circa 2 KW di potenza termica. Con un rendimento pari a circa il 6%, quest'output di potenza è convertito in 110 W di potenza elettrica. Il generatore in questione produce una tensione continua compresa tra i 23 V e i 36 V [5]. Il beneficio nell'avere un carico termico così elevato si manifesta nella possibilità di ottenere un aumento nel rendimento termoelettrico, e di conseguenza un aumento della potenza elettrica che si genera dalla conversione della potenza termica. Quanto esposto in precedenza è giustificabile considerando la formula del rendimento termoelettrico per un generatore MMTG:

$$\eta_{t_h} = \frac{\Delta T}{T_h} \tag{1.1}$$

Dove ΔT è la differenza tra la temperatura della giunzione calda e la temperatura della giunzione fredda.

Dall'equazione (1.1) si nota come, al fine di incrementare il rendimento termoelettrico, si può agire aumentando il ΔT, a sua volta aumentando il flusso termico $\dot{Q}$ prodotto dal generatore. Infatti, ricordando la legge di Fourier, a parità di resistenza termica, si nota come all'aumentare del flusso termico Q che fluisce attraverso la termocoppia, il ΔT attraverso quest'ultima aumenta; e nel

contempo l'aumento del flusso provoca una diminuzione della temperatura media con effetto benefico sull'integrità delle giunzioni stesse, nonché in un ulteriore aumento del rendimento. Infatti, il materiale compreso tra la giunzione calda e la giunzione fredda è il silicio, il quale è drogato con materiali quali fosforo o arsenico. Elevate temperature provocherebbero un'eccessiva diffusione di tali specie nel silicio, compromettendo l'integrità della giunzione. Pertanto, al fine di garantire l'integrità e la funzionalità della giunzione, nonché mantenere una bassa T media delle stesse, aumentando il rendimento, è necessario che venga adottato un adeguato sistema di controllo termico in tutte quelle missioni che utilizzano questo tipo di generatori come fonte primaria di generazione di energia elettrica, in modo tale da poter dissipare un così alto carico termico che non viene convertito in energia elettrica. In Tabella 1.1 è riportato un riassunto delle principali caratteristiche dell'MMRTG:

Design parameters	**MMRTG**
No. of GPHS bricks	8
TE materials	PbTe/(TAGS 85, PbSnTe)
No. of couples	768
Design-point Q_{HS}	1984 W_{Th} @ BOL
TE hot-side temp	525°C
TE cold-side temp	100–200°C
BOL power (W_E)	~120
Est. EOL (14 years) power	60
BOL system efficiency	6.0%
Specific power (W_E kg^{-1})	2.8
Containment system	Argon overpressure
Mission usage	Multi-mission
Addressed program	MSL and Mars 2020

Tabella 1.1: Specifiche tecniche MMRTG [2]

I vantaggi nell'utilizzo dell'MMRTG rispetto ad altri sistemi sono i seguenti:

- La potenza erogata non dipende dall'assetto del veicolo e dalla presenza di luce solare: per questa ragione, questi sistemi sono adatti per missioni caratterizzate da lunghi periodi di eclissi;

- Il funzionamento di tali dispositivi è indipendente dalla distanza dal sole;
- I livelli di potenza generati sono bassi, ma in compenso, questi dispositivi non sono influenzati dalle radiazioni.

Gli svantaggi legati all'utilizzo degli MMRTG sono principalmente legati alle procedure di installazione per i rischi legati alle radiazioni; inoltre, per dissipare l'elevato carico termico del dispositivo è necessario avere a bordo un adeguato sistema di raffreddamento, e ciò influisce particolarmente sulla configurazione del veicolo.

1.3 Missione di riferimento: MARS 2020

Mars 2020 è una missione spaziale sviluppata dalla NASA, facente parte del Mars Exploration Program . La missione ha incluso il rover Perseverance, progettato del Jet Propulsion Laboratory, e il piccolo elicottero Ingenuity, con obiettivo il loro invio sulla superficie di Marte [9]. Il lancio è avvenuto il 30 Luglio 2020 da Cape Canaveral**;** il viaggio è durato sei mesi, e il 18 Febbraio 2021 il Rover è atterrato su Marte nel sito di atterraggio previsto, il Cratere Jezero. La missione si propone come obiettivi l'esplorazione della geologia del suolo marziano, la valutazione della sua abitabilità, e la ricerca di segni che testimonino la presenza di vita su Marte passata e/o presente. Al fine di effettuare tale esplorazione, Perseverance è equipaggiato con 8 strumenti scientifici fatti su misura al fine di soddisfare gli obiettivi scientifici della missione. Inoltre il Rover è dotato dell'SCS ("Sampling and Caching Subsystem"), il quale ha la funzione di raccogliere campioni di roccia e regolite, i quali potenzialmente faranno ritorno sulla terra in una futura missione, e saranno utilizzati per ulteriori ricerche.

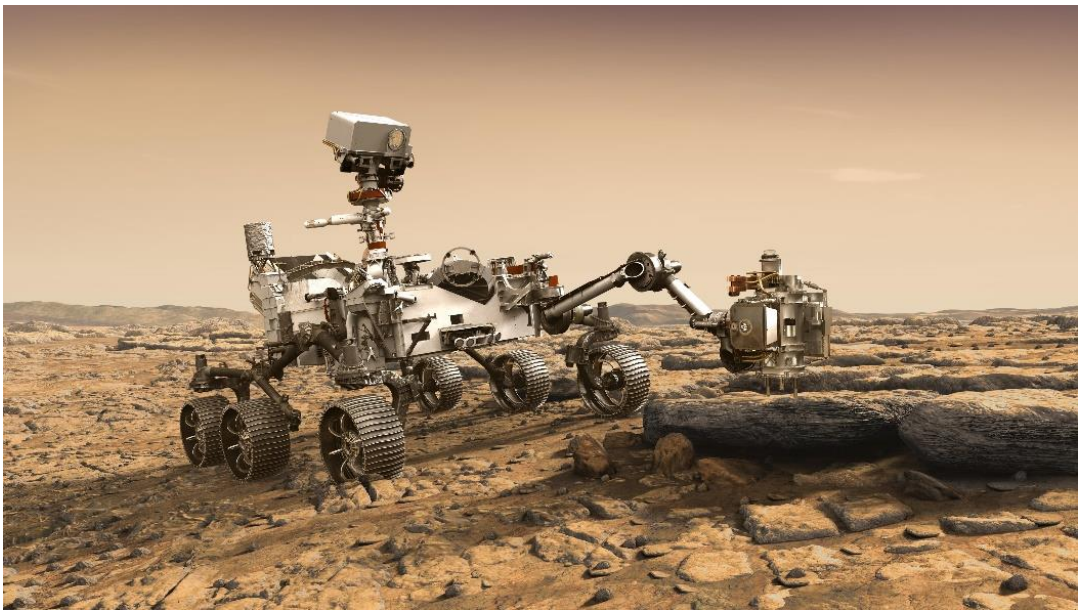


Figura 1.4: Rover Perseverance **[10]**

Il progetto Mars 2020 ha superato il Mission Concept Review (MCR) e il System Requirements Review (SRR) nell'Ottobre 2014, e ha completato l'Instrument Accomodation Reviews (IARs) nel Marzo del 2015. Nel Settembre del 2015, il progetto ha superato il Preliminary Design Review (PDR) mentre ha superato il Critical Design Review nel Febbraio del 2017. Il sottosistema TCS ha superato il CDR nel Novembre del 2016.

Nonostante i numerosi cambiamenti apportati al Rover Perseverance necessari per accomodare gli 8 nuovi strumenti scientifici e l'SCS, il design del rover è una diretta evoluzione del rover della missione "Mars Science Laboratory "(MSL); per questo, lo Spacecraft M2020 utilizza gli stessi stadi (Cruise Stage, Descend Stage, Aeroshell) di quello dell'MSL. Da tale configurazione di base, sono stati apportati numerosi cambiamenti necessari per ospitare il nuovo payload, tra cui gli 8 nuovi strumenti scientifici, nonché l'SCS. L'architettura del TCS si presenta identica a quella del MSL. Rispetto al rover della MSL, Perseveance è leggermente più largo e pesante. La massa del Rover è stata aumentata da 899 Kg della MSL a 1001 Kg. Il Rover è lungo circa 3m, alto 2.2 m e largo 2.7 m [5,11]

Come già accennato, per generare potenza elettrica a bordo del rover è stato adottato un MMRTG, già utilizzato a in precedenza a bordo del rover della MSL.

2. Sistemi di controllo termico

Il principale obiettivo di un sistema di controllo termico è quello di mantenere la temperatura dell'intero sistema e dei suoi sottosistemi nei limiti operativi richiesti durante ogni fase della missione, in ogni ambiente in cui il veicolo si troverà ad operare.
I sistemi di controllo termici si classificano in passivi e attivi.

2.1 Sistemi passivi

I sistemi di controllo termici passivi fanno uso di materiali e dispositivi , coperte isolanti, superfici radiative, materiali con cambio fase, rivestimenti, o finiture superficiali (superfici con proprietà termo-ottiche) per mantenere la temperatura del componente nei limiti operativi, senza l'uso di potenza elettrica.

2.1.1 MLI

MLI ("Coperte isolanti multistrato") sono tra i più comuni elementi sul veicolo spaziale. Agiscono da barriera termica, isolando il componente del veicolo spaziale su cui sono adagiati dal resto del sistema, o il veicolo spaziale dall'ambiente esterno [12].
La struttura interna di un MLI è composta da più strati riflessivi, ognuno dei quali composto da un substrato in plastica fatto in Mylar, con un rivestimento metallico riflettente fatto in alluminio da entrambi i lati. Questi strati sono separati da distanziatori in Dacron allo scopo di ridurre il più possibile il calore scambiato per conduzione [13].

Figura 2.1: MLI [14].

2.1.2 Finiture superficiali e rivestimenti

Nel progetto di un sistema di controllo termico vengono impiegati una grande varietà di rivestimenti. Un rivestimento è composto da uno o più strati separati da un substrato. E' necessario controllare il flusso netto di calore dovuto all'assorbimento e all'emissione di energia da queste superfici, al fine di garantire la temperatura desiderata [12]
Le superficie di controllo termico possono essere classificate in 4 categorie:

- Riflettori solari, caratterizzati da un rapporto $\frac{a}{\varepsilon}$ molto basso; assorbono ed emettono nell'IR mentre riflettono l'energia solare incidente;
- Assorbitori solari, caratterizzati da un alto a; e un basso ε;
- Flat reflector, caratterizzati da un basso a e un basso ε;
- Flat absorber, caratterizzato da un alto a e un alto ε;

2.1.3 Radiatori

La maggior parte dei veicoli spaziali dissipa il calore verso lo spazio esterno attraverso i radiatori. Ciò può avvenire in diverse forme, come per esempio attraverso pannelli strutturali del veicolo stesso, radiatori flat-plate montati su un lato dello spacecraft, o pannelli dispiegabili una volta che il veicolo è giunto in orbita.
Qualunque sia la configurazione, tutti i radiatori rigettano calore tramite IR dalle proprie superfici. La potenza irradiata è dipendente dall'emissività della superficie e dalla sua temperatura. Il radiatore deve rigettare il calore proveniente dai vari sottosistemi del veicolo spaziale, nonché i carichi termici provenienti dall'ambiente e che vengono assorbiti dal radiatore. La maggior parte dei radiatori sono costituiti, come visto nella sezione precedente, da finiture superficiali con alta emissività (> 0.8) per massimizzare la dissipazione del calore, e bassa assorbività (<0.2) per limitare il carico termico proveniente dal sole. Tipiche finiture includono, ad esempio, le superfici bianche, oppure superfici alluminate in Teflon [12].

2.1.4 Scambiatori di calore

Uno scambiatore di calore è un dispositivo per mezzo del quale viene estratto calore da un componente per essere raffreddato. Il principio di funzionamento di un qualunque scambiatore di calore è basato sul trasferimento del calore da un fluido ad alta temperatura verso un fluido a bassa temperatura senza il mescolamento tra questi ultimi. I fluidi sono di solito separati da una parete solida (con alta conducibilità termica) per evitare che i due fluidi entrino in contatto.
Una prima classificazione può essere fatta in base al flusso. Negli scambiatori a flusso parallelo, i due fluidi entrano nello scambiatore dalla stessa estremità e scorrono parallelamente l'uno con l'altro; negli scambiatori a contro-flusso, i due flussi entrano nello scambiatore dalle estremità opposte dello stesso, fluendo parallelamente ma in versi opposti [15].

La grande varietà di scambiatori di calore si può classificare nelle tre seguenti categorie:

- Scambiatori a piastra: tipologia di scambiatore di calore che utilizza piastre metalliche per trasferire calore tra i due fluidi;
- Scambiatore di calore a guscio e tubo: è la configurazione più diffusa di scambiatore. E' composta da una serie di tubi contenuti in un contenitore chiamato guscio. Il fluido che

fluisce all'interno dei tubi è chiamato fluido lato tubo; mentre il fluido che fluisce all'esterno dei tubi è chiamato fluido lato guscio. La forma più semplice è lo scambiatore a doppio tubo. Inoltre, gli scambiatori a tubo e guscio sono classificati in base al numero di tubi e gusci [16].

In Figura 2.2 sono state riportate le principali configurazioni di scambiatore di calore.

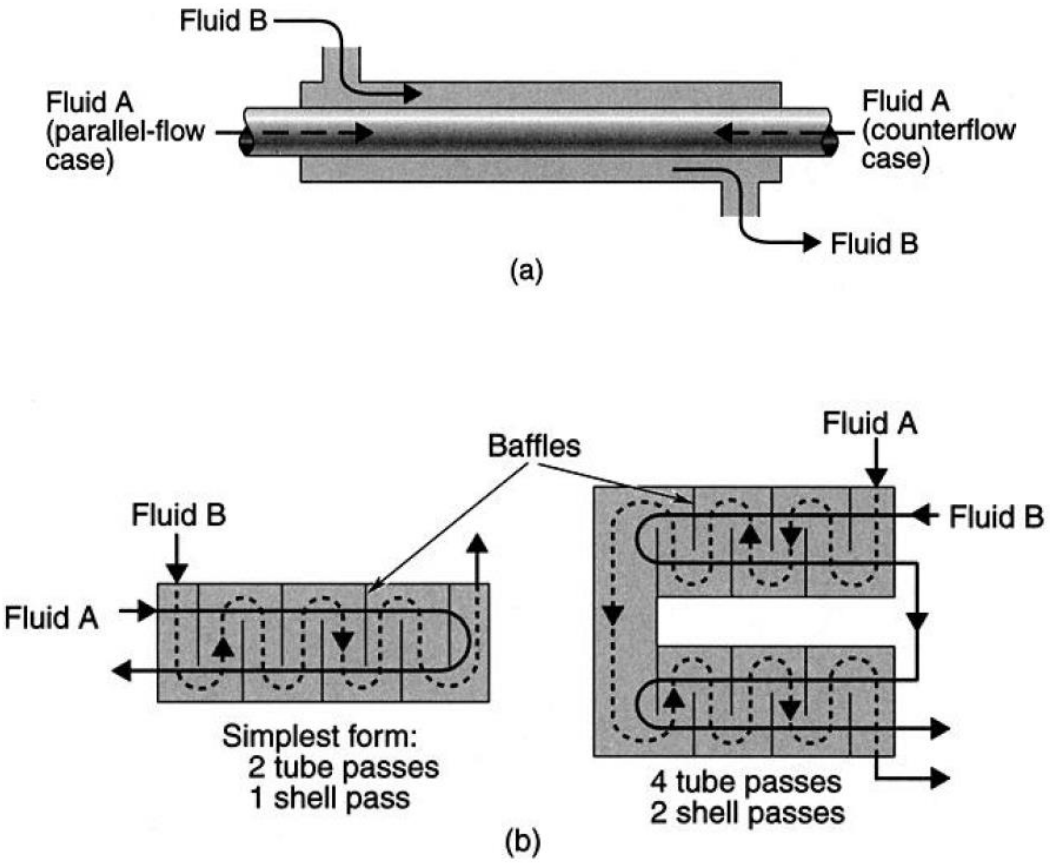


Figura 2.2: Configurazioni base di scambiatori di calore: a) Scambiatori a flussi paralleli e a contro-flusso; b) Scambiatori di calore a guscio e tubo [12].

- Scambiatori a flussi incrociati: i due fluidi fluiscono ad angoli retti uno rispetto all'altro, come mostrato in Figura 2.3

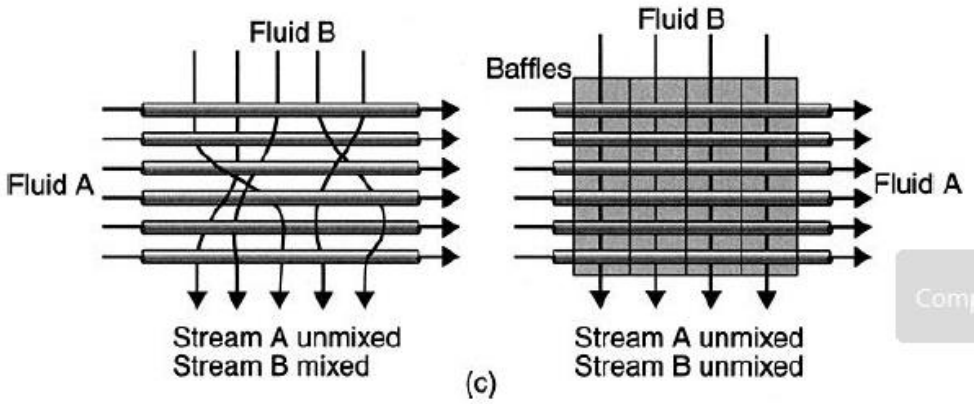


Figura 2.3: Due tipologie di scambiatori di calore a flussi incrociati [12].

Un'altra tipologia di scambiatori di calore diffusa è quella dei tubi alettati. L'aggiunta di superfici (alette) ad un tubo è necessaria quando è necessario scambiare calore tra un fluido caratterizzato da un alto coefficiente di scambio termico (ex: liquido, liquido con transizione di fase) e un fluido con un basso coefficiente di scambio (ex. gas con densità bassa). Sulla superficie esposta al fluido con basso coefficiente, la superficie di scambio termico è amplificata mediante l'aggiunta di tali alette [17], permettendo l'aumento del coefficiente di scambio termico complessivo. Queste superfici scambiano calore con l'esterno per mezzo dell'irraggiamento e della convezione (quest'ultimo meccanismo è presente in quei pianeti dotati di atmosfera), permettendo di aumentare la potenza termica scambiata rispetto al tubo senza alette. I tubi possono essere principalmente alettati longitudinalmente o trasversalmente, con le alette disposte sia internamente che esternamente. Le alette inoltre possono essere di varia forma: rettangolari, triangolari o trapezoidali. Maggiori dettagli sul dimensionamento sono stati esposti nel capitolo 5. I materiali delle alette più comunemente utilizzati sono: rame, alluminio, acciaio inossidabile, titanio.

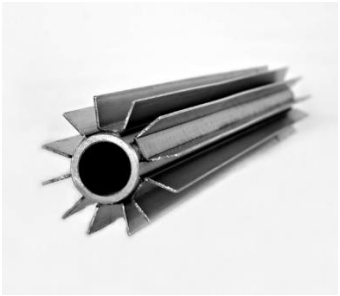


Fig. 2.4: Tubo alettato longitudinalmente **[18].**

2.1.5 Materiali a cambiamento di fase

Il sistema basato su materiali a cambiamento di fase (PCM) è utilizzato per rimuovere calore da un componente nei periodi di tempo caratterizzati da un picco di richiesta termica. Il principio di funzionamento di questo sistema consiste nell'assorbimento/rilascio del calore per mezzo di un cambiamento di fase che subisce il materiale. Il sistema è costituito da un contenitore all'interno del quale si trova un liquido che può subire un cambiamento di fase **[12]**

2.1.6 Tubi di calore (Heat pipe)

I tubi di calore sono dispositivi che trasportano larghe quantità di calore da un punto ad un altro senza l'uso di potenza elettrica o di pompe esterne. Implementano un ciclo chiuso a fluido bifase. Come visibile in Figura 2.5, i tubi di calore sono costituiti da tre sezioni: evaporatore (zona calda), condensatore (zona fredda) e sezione adiabatica, dove il vapore e il liquido circolano tra evaporatore e condensatore **[19].**

Si consideri un semplice tubo orizzontale, in equilibrio con l'ambiente esterno. Il liquido nel wick e il vapore nella sezione del vapore sono in saturazione. Quando il tubo è posto, con l'evaporatore, a contatto con la sorgente esterna di calore, il calore viene trasferito al liquido nel wick dell'evaporatore; pertanto, temperatura locale aumenta e il liquido evapora; la differenza di temperatura provoca una differenza nella pressione di vapore, provocando il moto del vapore verso il condensatore attraverso la sezione adiabatica. Al condensatore, il vapore condensa, rilasciando il suo calore latente. Il liquido, una volta condensato, ritorna verso l'evaporatore attraverso il wick sotto l'azione della pressione capillare. Quest'ultima si genera a causa della differenza di pressione all'interfaccia liquido vapore. Il ritorno del liquido dal condensatore è dovuto pertanto alla differenza tra la pressione capillare all'evaporatore e al condensatore **[12].**

I tubi di calori si possono classificare in due categorie: a conduzione fissa e conduzione variabile. I tubi di calore a conduzione fissa sono caratterizzati da un'alta conduttanza termica, con la temperatura operativa che non è fissa **[20].** Di fatti, quest'ultima aumenta o diminuisce in base alle variazioni di temperatura della sorgente di calore o del radiatore. I tubi di calore a conduzione variabile fanno uso un serbatoio di gas connesso all'estremità del condensatore. Il serbatoio è riempito con un gas non condensabile al fine di variare l'area del condensatore in base alla

temperatura dell'evaporatore.

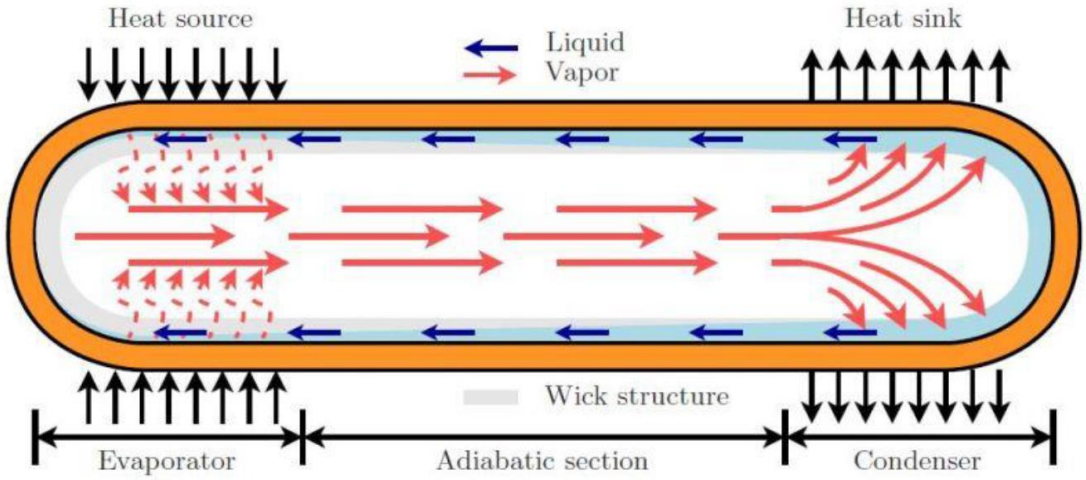


Figura 2.5: Schema heat pipe **[19].**

2.1.7 Loop heat pipe

La loop heat pipe è principalmente composta da un evaporatore, un condensatore, un accumulatore, una linea del vapore e una linea del liquido. In tale sistema, la struttura capillare (wick) è localizzata solo nell'evaporatore. I pori del wick hanno dimensioni dell'ordine dei micrometri; ciò permette di aumentare l'azione del pompaggio capillare per ottenere una maggior capacità nel trasferimento del calore, e nel contempo vincere l'influenza della gravità senza provocare ulteriori perdite di pressione.

L'accumulatore, chiamato anche camera di compensazione (o riserva) è connesso direttamente all'evaporatore e ha lo scopo di immagazzinare l'eventuale liquido in eccesso ed è responsabile della determinazione della temperatura e del funzionamento del ciclo.

Il ciclo di funzionamento è il seguente. Il fluido operativo assorbe il calore ed evapora sulla superficie esterna del wick, nell'evaporatore. Il vapore generato fluisce verso il condensatore attraverso la linea del vapore, rilascia il calore nel condensatore e condensa, diventando liquido sottoraffreddato. Quest'ultimo fluisce attraverso la linea del liquido verso il wick nell'evaporatore

attraverso la camera di compensazione; assorbe nuovamente il calore ed evapora, ed il ciclo ricomincia **[21].** Un esempio di circuito LHP è mostrato in Figura 2.6.

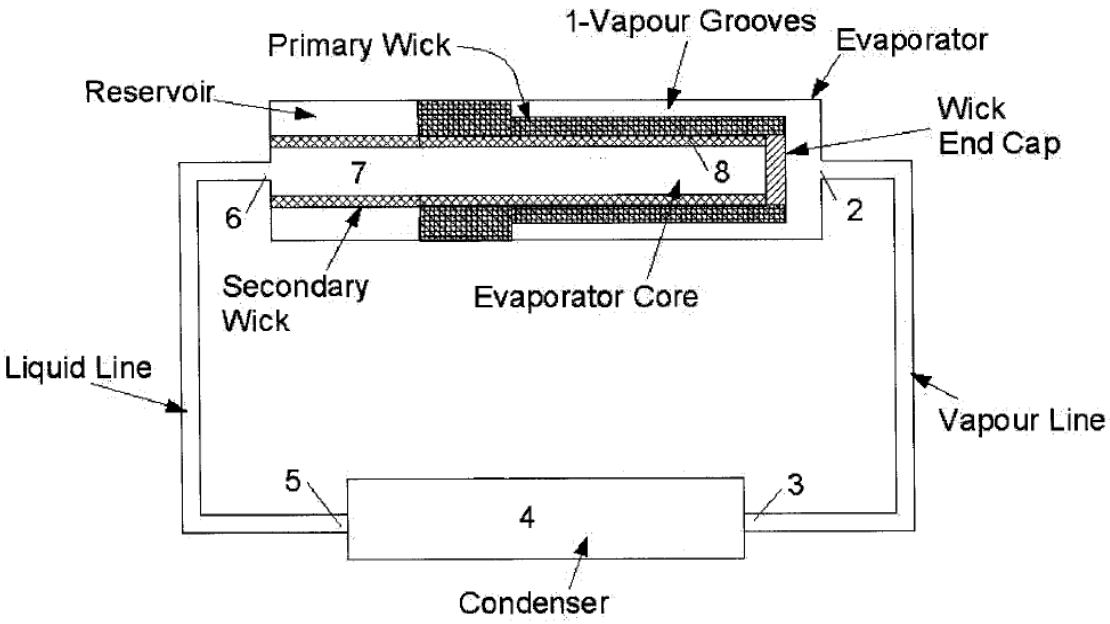


Figura 2.6 Schema LHP **[22].**

Un circuito CPL è costituito dagli stessi elementi del LHP, con la differenza che nel CPL non ha nessuna connessione termica o idraulica tra l'evaporatore e la camera di compensazione, come invece accade per il circuito LHP **[23].**

2.2 Sistemi attivi

Un sistema di controllo attivo è generalmente più complesso e costoso di un sistema passivo. Consente il mantenimento della temperatura con dispositivi, come per esempio riscaldatori, feritoie, refrigeratori termoelettrici e circuiti a fluidi pressurizzati, dispositivi che pertanto fanno uso di potenza elettrica per funzionare. In particolare, i sistemi attivi sono usati per tutti quegli

strumenti che sono molto sensibili alle temperature ambiente (telescopi, strumentazione scientifica, orologi atomici ecc,), in tutti quegli ambienti dove le condizioni termiche sono molto variabili o la variazione del carico termico dissipato è alta **[12].**

2.2.1 Riscaldatori

In molte applicazioni, è necessario introdurre dei riscaldatori per proteggere alcuni componenti dello spacecraft in condizione di ambiente freddo, provvedendo ad un controllo della temperatura per quegli specifici componenti Un altro uso che è possibile fare è quello di riscaldare i componenti fino alla loro temperatura minima di esercizio prima che vengano accesi **[24].** Un tipo di riscaldatori sono quelli elettrici, costituiti da resistenze elettriche, il cui funzionamento è basato sulla legge di Ohm e sull'effetto Joule.

2.2.2 Feritoie

Le feritoie ("Louvers") sono sistemi di controllo attivo che sono stati utilizzati in diverse forme in numerosi spacecraft. Comunemente vengono posti sui radiatori, ma possono essere usati anche per modulare il trasferimento di calore tra superfici interne dello spacecraft, o dall'interno delle superfici direttamente verso lo spazio esterno attraverso aperture nelle pareti dello spacecraft. Il tipo più comune di feritoia è la cosiddetta "finestra veneziana". Questo tipo di feritoie vengono poste su superfici radiative ad alta emittanza, bassa assorbanza, al fine di modulare il flusso di calore radiante da tale superfici **[12].**

2.2.3 Cicli a fluido pressurizzati

Cicli a fluido pressurizzati sono dispositivi che consentono di raccogliere e trasferire una grande quantità di energia termica tra due punti del circuito, per mezzo della convezione **forzata [12].**

2.2.4 Circuito a fluido monofase pressurizzato meccanicamente (MPFL)

Il circuito MPFL include una pompa meccanica e il suo controller, una valvola di by pass per regolare la portata di fluido che passa attraverso il radiatore, al fine di gestire la quantità di calore che dovrà essere smaltita dallo stesso verso l'esterno, garantendo in questo modo il controllo della

temperatura; inoltre è composto da un accumulatore, un filtro, una reta di tubi, una piastra fredda (cold plate). La pompa meccanica spinge il fluido monofase facendolo circolare all'interno del circuito, e il liquido freddo scambia calore con la sorgente calda del dispositivo da raffreddare, per mezzo della cold plate. Qui il fluido aumenta la propria temperatura; viene poi trasportato verso il radiatore, dove viene rilasciato e dissipato il calore accumulato, e il fluido da caldo diventa freddo e ritorna indietro verso la pompa meccanica, ricominciando a ripercorrere il ciclo. Nel circuito, la valvola di by pass è utilizzata per regolare il flusso di liquido caldo attraverso il radiatore al fine di garantire il controllo della temperatura. Al variare del carico termico e delle condizioni ambiente, la temperatura del fluido operativo varia, e di conseguenza provoca la contrazione e l'espansione del fluido di lavoro. L'accumulatore pertanto viene inserito con la funzione di assorbire le variazioni di volume a cui è soggetto il fluido di lavoro durante la sua vita operativa. Inoltre, l'accumulatore può svolgere l'ulteriore funzione di compensare un'eventuale diminuzione del fluido operativo causata da possibili perdite per trafilamento. Inoltre, si potrebbe utilizzare la contropressione che si genera all'interno dell'accumulatore al fine di mantenere una certa pressione statica all'interno del circuito e garantire che l'NPSH (Net Positive Suction Head) del fluido di lavoro soddisfi i requisiti tecnici prima di fluire all'interno della pompa meccanica **[21].**

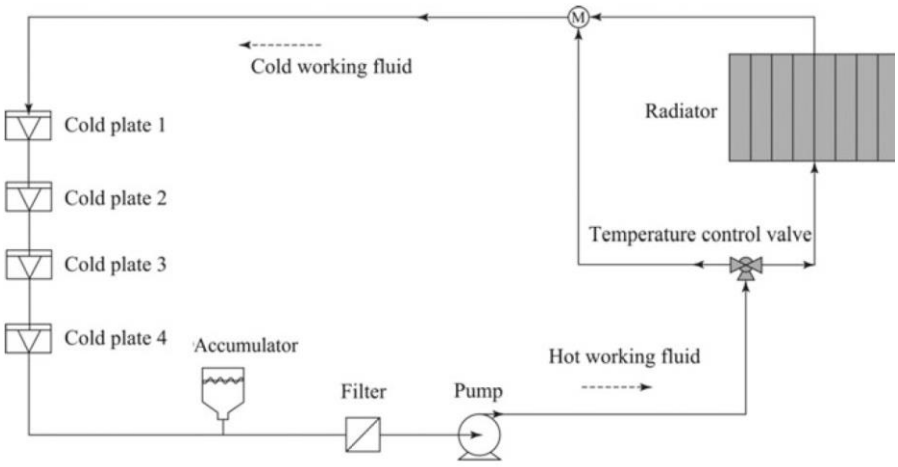


Figura 2.7: Schema MPFL **[21].**

2.2.5 Circuito a fluido bifase pressurizzato meccanicamente (2ph-MPFL)

Gli elementi base di un circuito a fluido bifase pressurizzato meccanicamente sono: pompa meccanica e il suo controller, un accumulatore, evaporatore, filtro, una rete di tubi e un condensatore. La pompa meccanica spinge il fluido monofase verso l'evaporatore, il quale è accoppiato con una sorgente di calore. Nell'evaporatore il fluido di lavoro assorbe calore, evaporando, convertendosi in un fluido bifase. Nel condensatore, il calore assorbito viene dissipato verso l'ambiente esterno tramite un radiatore o altri dispositivi atti a questo scopo; in questo modo il fluido di lavoro condensa diventando un liquido sottoraffreddato, rifluisce verso la pompa meccanica e riprende il ciclo. Nel circuito, l'accumulatore viene inserito con la funzione di assorbire le variazioni di volume a cui è soggetto il fluido di lavoro durante la sua vita operativa, in seguito alle variazioni di temperatura cui può essere soggetto. Inoltre, l'accumulatore compensa le variazioni di fluido dovute a cambiamenti nella distribuzione dello stesso all'interno del circuito, nonché alle variazioni delle condizioni ambientali e ai carichi termici. La temperatura e la pressione del fluido bifase sono tra loro legate dall'equazione di Clausius-Clapeyron. Per questo, per un dato fluido operativo, la differenza di temperatura tra accumulatore e evaporatore dipende dalla differenza di pressione tra i due. Come conseguenza, l'altra principale funzione dell'accumulatore è quella del controllo della temperatura dell'evaporatore che si realizza mediante il controllo della propria temperatura. Uno schema tipico di un 2ph-MPFL è riportato in Figura 2.8 **[21].**

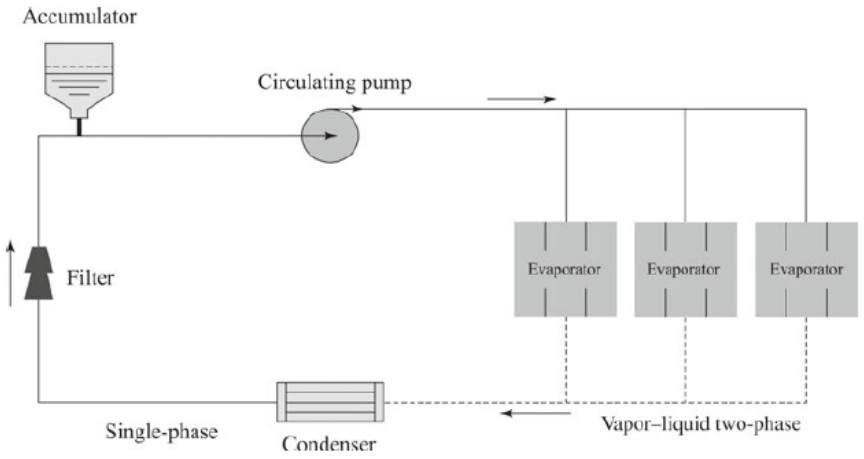


Figura 2.8: Schema 2ph-MPFL

2.3 Scelta sistema di controllo per MMRTG

In Figura 2.9 sono stati riportati i campi di applicazioni dei vari dispositivi di controllo termico al variare della massa complessiva del veicolo spaziale e della capacità di trasporto di calore richiesta **[25].**

Al fine di dissipare l'alta potenza termica generata dall'MMRTG, è necessario adottare un sistema di tipo attivo. Un sistema passivo, quale un LPH, non risulterebbe adatto in quanto le lunghezze del circuito sarebbero troppo elevate, e pertanto il solo pompaggio capillare risulterebbe non sufficiente a vincere le perdite di pressione del circuito. Ciò è stato dimostrato in Appendice C con un calcolo di prova.

Il sistema ottimale per il raffreddamento dell'MMRTG è il circuito MPFL monofase, per questioni legate soprattutto alla facilità di integrazione del sistema all'interno del veicolo, nonché ragioni di affidabilità e manutenzione.

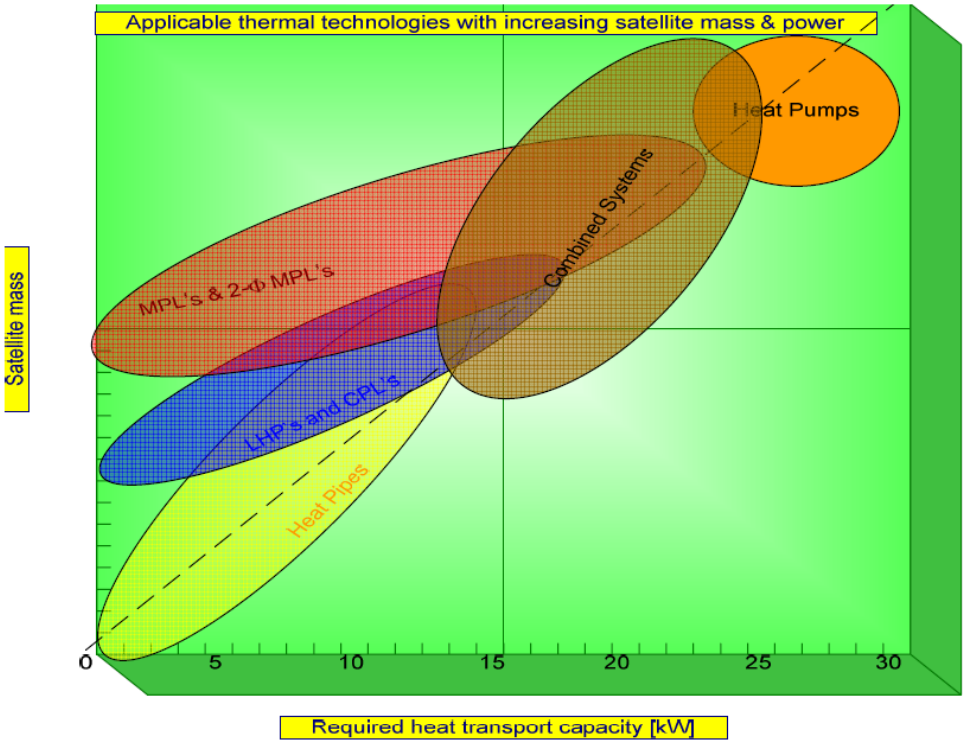


Figura 2.9: Campo di applicazione dei vari TCS al variare della massa dello spacecraft e al variare del carico termico da gestire **[25].**

Come affermato nella sezione introduttiva, lo scopo della tesi consiste nell'implementare un'alternativa al sistema monofase per il raffreddamento del MMRTG. Tale soluzione è rappresentata da un circuito 2ph-MPFL.
I vantaggi nell'adottare un sistema bifase rispetto a un monofase sono i seguenti:

- A parità di potenza termica da dissipare, la portata di fluido necessaria per trasportare quest'ultima è minore rispetto a quella richiesta in un sistema monofase. Ciò è dovuto al fatto che nel sistema monofase la potenza termica viene trasportato dal calore specifico del liquido, mentre nel sistema bifase la potenza termica è trasportato dal calore latente di evaporazione e condensazione, e il prodotto tra il calore specifico a pressione costante e il salto di temperatura per un fluido monofase è inferiore al calore latente dello stesso. Questo ricordando la definizione di portata per un fluido monofase:

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_p \Delta T} \tag{2.1}$$

  O equivalentemente, a parità di portata, la potenza termica che può essere trasportata aumenta. Inoltre, se diminuisce la portata, diminuisce anche la potenza richiesta dalla pompa nel far circolare il fluido e vincere le perdite di pressione;

- La potenza della pompa è ulteriormente ridotta rispetto al circuito monofase essendo il sistema in questione un sistema ibrido, dove è presente l'azione di pompaggio capillare del wick nell'evaporatore, il quale contribuisce a compensare le perdite di pressione;

- Risparmio di massa derivante dalla riduzione della quantità di fluido richiesta nel sistema, dalla riduzione delle dimensioni della pompa e dell'accumulatore rispetto a un sistema monofase.

Gli svantaggi di un sistema di questo tipo sono dovuti ai seguenti aspetti **[26] :**

- Difficoltà di integrazione del sistema sul veicolo spaziale;

- Presenza di un certo grado di incertezza nel processo di evaporazione che subisce il fluido nel sistema, legato al passaggio dall'ambiente terrestre a quello della microgravità,

- Maggiori complicazioni per quel che riguarda il servizio e l'avvio in orbita rispetto ai sistemi MPFL bifase.

2.4 Componenti del circuito 2ph-MPFL

In questo paragrafo, sono stati descritti nel dettaglio i principali componenti del circuito 2ph-MPFL

2.4.1 Evaporatore

Come già accennato in precedenza, nell'evaporatore avviene il processo di evaporazione del fluido. Di base consiste in un case metallico, in una struttura porosa (wick), e nelle scanalature per il passaggio del vapore. L'evaporatore può essere piatto o cilindrico. In figura è stata mostrata una sezione dell'evaporatore **[27].**

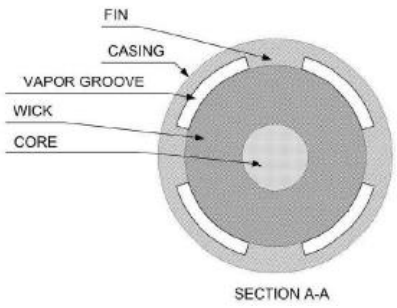


Fig. 2.10 Sezione evaporatore (cilindrico) **[27].**

2.4.2 Wick

Il wick è il cuore dell'evaporatore, consistente in una struttura porosa. All'interfaccia liquido vapore, sulla superficie esterna del wick, avviene l'evaporazione del fluido che passa al suo interno; inoltre il wick è responsabile del pompaggio capillare che in parte contribuisce a vincere le perdite di pressione. Le proprietà del wick sono: raggio del poro, porosità, permeabilità, e

conducibilità termica effettiva. La porosità del wick è il rapporto tra il volume occupato dal materiale del wick rispetto al volume totale. Un'alta porosità consente di ottenere una portata di fluido più alta attraverso il wick e un efficiente rifornimento di liquido nella regione di evaporazione.

La permeabilità del wick determina l'abilità di trasportare il liquido in presenza di un gradiente di pressione. Il raggio effettivo del poro influenza la capacità di pompaggio capillare, mentre la porosità e la permeabilità influenzano la caduta di pressione dovuta al passaggio del fluido attraverso il wick. Il raggio del poro è dell'ordine dei micrometri, e i valori di porosità sono compresi generalmente tra il 50-75% .

La conducibilità effettiva del wick determina l'abilità del wick nel trasportare il calore dal case dell'evaporatore verso la regione di evaporazione; così come influenza il calore condotto attraverso la struttura porosa. Le proprietà termofisiche del wick dipendono non solo dal materiale che costituisce il wick ma anche dai parametri geometrici quali la porosità, il diametro del poro e la distribuzione di questi ultimi **[27, 28]**

I pori del wick possono assumere varie forme, come è mostrato in Figura 2.11 **[20] .**

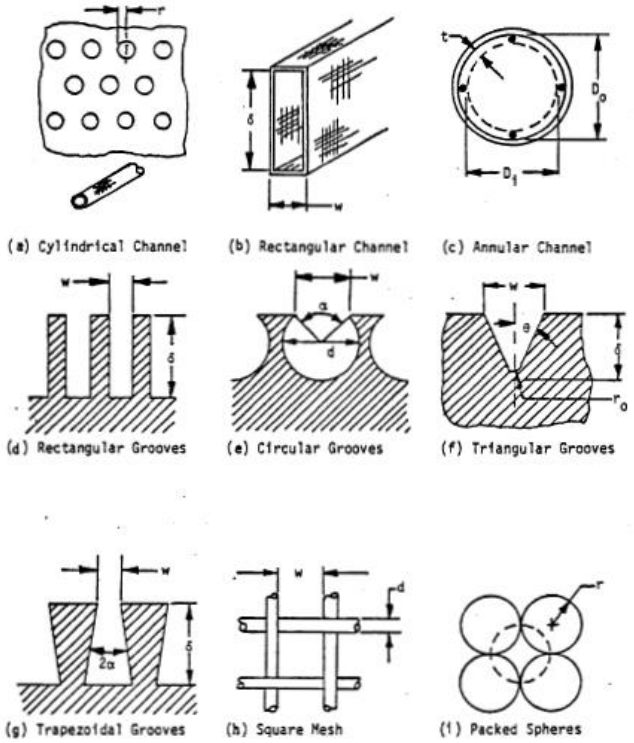


Figura 2.11: Tipi design di wick

Esistono una vasta gamma di materiali usati per i wick; quelli in nickel sono i più diffusi, ma sono stati testati anche wick in titanio e acciaio inossidabile. Il processo più comune di fabbricazione utilizzato per produrre wick in metallo è quello delle polveri sintetizzate.

2.4.3 Estrusioni per il passaggio del vapore

I canali di passaggio del vapore hanno la doppia funzione: costituiscono un "percorso termico" per il trasferimento del calore dal case dell'evaporatore all'interfaccia liquido vapore sulla superficie esterna del wick; nel contempo, consentono di rimuovere il vapore generato dal processo di evaporazione e di immetterlo verso la linea di competenza.

Come visibile in Figura 2.12 i canali del vapore possono essere fabbricati nel case dell'evaporatore o direttamente nel wick. Inoltre, è possibile considerare soluzioni combinate. Per ragioni di semplicità costruttiva, in molti casi è preferibile fabbricare i canali direttamente nel case dell'evaporatore **[29].**

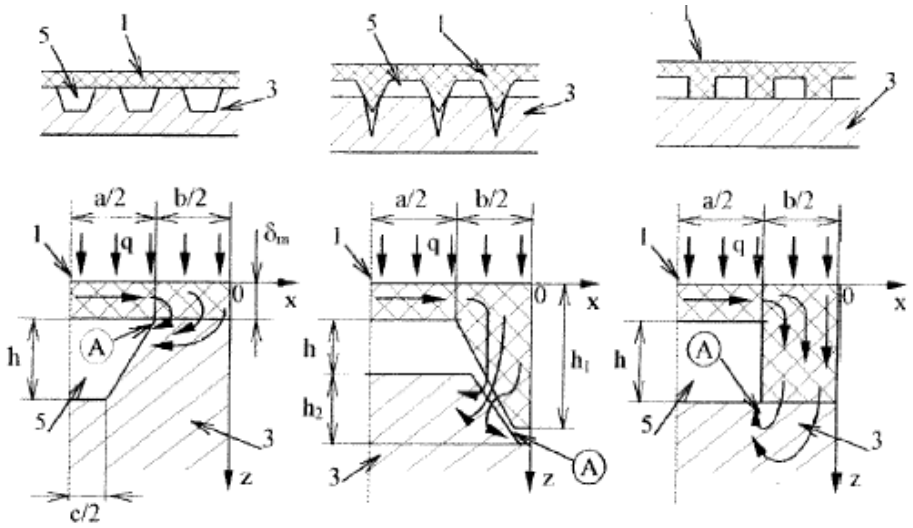


Figura 2.12: Design scanalature **[30].**

2.4.4 Condensatore

Lo scopo del condensatore è quello di dissipare il calore dal fluido operativo verso il radiatore. In particolare, si distinguono 2 zone all'interno del condensatore, ovvero la zona vera e propria in cui avviene la condensazione del fluido bifase e la regione dove avviene un ulteriore raffreddamento del liquido (subcooling region)

Esistono vari tipi di condensatore. In letteratura, i modi più comuni di trasferire il calore sono attraverso la condensazione in tubi, il calore viene poi dissipato verso l'esterno per mezzo di piastre fredde, tubi alettati **[31].**

Condensation cross-section	Thermal link	Modes of external heat transfer
• circular • annular	• plate heat exchanger • finned heat exchanger • tube-in-tube heat exchanger	• air forced convection • air natural convection • liquid forced convection • radiative heat transfer

Tabella 2.1 Tipologie di condensatori **[31].**

2.4.5 Accumulatore

Come accennato in precedenza, l'accumulatore assorbe le variazioni del volume fluido durante suo il ciclo operativo. In generale, date le dimensioni elevate che il circuito può assumere, la dimensione dell'accumulatore può risultare eccessiva. Pertanto, può essere necessario utilizzare più accumulatori in serie, in luogo di un solo accumulatore più grande. Ciò però introduce ulteriori difficoltà nell'integrazione del circuito nel veicolo spaziale, in quanto è necessario allocare tali accumulatori in un'area ricavata appositamente. Maggiori dettagli sul suo dimensionamento sono disponibili nel Capitolo 5.

2.4.6 Pompe

Una pompa è una macchina che fornisce energia al liquido che vi scorre attraverso. In particolare, opera convertendo l'energia cinetica del fluido in energia potenziale. Pertanto, fornisce quell'opportuno incremento di pressione per vincere le perdite lungo le linee del circuito e mantenere il moto del fluido La maggior parte delle pompe utilizzate per le applicazioni spaziali può essere classificata in una delle seguenti categorie **[12]:**

- Rotodinamiche: queste pompe forniscono energia al liquido mediante il lavoro compiuto attraverso la rapida rotazione di una girante. A questa categoria appartengono le pompe centrifughe a flusso radiale, le pompe a flusso misto e le pompe a flusso assiale;
- Pompe a pistoni, formate da uno o più pistoni oscillanti. Queste pompe, per mezzo dei pistoni, impartiscono energia al fluido per mezzo di un'azione di spostamento, pompandolo nella direzione positiva di spostamento.

I principali requisiti che deve rispettare una pompa sono i seguenti:

- Alta efficienza;
- Bassa massa;
- Basso rapporto massa Potenza;
- Struttura sigillata ermeticamente;
- Minimo livello di rumore durante il funzionamento;
- Abilità di resistere alle vibrazioni e ai carichi che può subire il sistema;
- Compatibilità con i sistemi elettrici di bordo;
- Applicabilità all'ambiente spaziale;
- Compatibilità con i più comuni fluidi refrigeranti;
- Alta affidabilità durante le operazioni;

In maggior dettaglio, le pompe rotodinamiche sono efficienti quando operano nel range di velocità comprese tra 1200 e 3600 rpm. Al di sotto di tali valori, il funzionamento di queste pompe non è più efficiente, risultando non adatte al pompaggio di piccole quantità di fluido. L'efficienza varia tra 0.7 e 0.85. Non sono facilmente regolabili e non sono in grado di pompare fluidi ad elevate pressioni pena un aumento di peso e di dimensioni della pompa stessa. Altre limitazioni sono dovute alla potenza che possono erogare e all'insorgere del problema della cavitazione. Il vantaggio è che hanno dimensioni minori rispetto alle altre tipologie di pompa di uguale capacità. Inoltre, sono caratterizzate da un basso costo e da una buona affidabilità durante il funzionamento.
Per quanto riguarda le pompe a pistoni, queste operano a velocità di rotazioni molto basse (comprese tra i 220 e i 500 rpm). I valori di efficienza, nonostante siano alti, risultano più bassi di quelli delle pompe rotodinamiche a causa dell'usura che influenza il funzionamento facendone aumentare le perdite.
Inoltre, questa tipologia di pompe è caratterizzata da un flusso in uscita con una forte componente pulsatile, a differenza della tipologia precedente, caratterizzata da un flusso quasi continuo. Questa componente pulsatile può essere smorzata utilizzando più unità in parallelo. Vengono usate in luogo delle pompe rotodinamiche nel caso di fluidi altamente viscosi. Rispetto a queste ultime, sono caratterizzate da dimensioni molto maggiori a causa della ridotta velocità di rotazione. Inoltre, sono molto più sensibili all'usura e presentano difficoltà costruttive e di integrazione all'interno di un sistema di controllo termico. .

2.4.6.1 Curve caratteristiche della pompa

I parametri utilizzati per valutare la performance di una pompa sono la prevalenza (H), la potenza in ingresso (P) e il rendimento (eta). Questi sono le variabili dipendenti. Le variabili indipendenti sono la portata volumetrica (Q), la velocità angolare (omega), il diametro della girante (D), e le proprietà (ex. Densità del fluido (rho)). Le performance di una pompa, nonché le curve caratteristiche di funzionamento sono ricavate sperimentalmente in quanto le performance di una pompa sono difficili da studiare analiticamente tranne che in corrispondenza del punto di funzionamento della stessa. Le curve di funzionamento sono utili in quanto permettono di effettuare la scelta della pompa da utilizzare per il sistema di controllo termico. Le pompe principalmente usate in questo tipo di circuito sono le pompe centrifughe. Bisogna sottolineare il

fatto che in questo lavoro di tesi, essendo un design preliminare, non si è proceduto ad effettuare una scelta di una pompa, ma solo a calcolare la potenza che questa deve fornire per vincere le perdite di pressioni.

3. Procedura per il dimensionamento preliminare di un circuito 2ph-MPFL

Dopo aver descritto i vari componenti che costituiscono il sistema, si è passato ad illustrare una procedura base per il dimensionamento preliminare del circuito. E' bene sottolineare il fatto che la procedura sopra schematizzata è solo indicativa; nella realtà è iterativa, e non necessariamente segue l'ordine esposto; la procedura implementata in questo lavoro di tesi è stata discussa in maggior dettaglio nel Capitolo 5.

1. Definizione del carico termico in ingresso al sistema e il range operativo di temperature del fluido;
2. Stima preliminare delle dimensioni del circuito e del relativo fascio tubiero, anche in base ai vincoli esterni;
3. Scelta della tipologia di componenti del circuito e loro dimensionamento;
4. Scelta del fluido operativo e definizione delle sue proprietà fisiche;
5. Scelta dei materiali per i vari componenti del circuito;
6. Calcolo dello spessore dei tubi;
7. Calcolo della portata di fluido richiesta per assorbire il carico termico in ingresso al sistema;
8. Stima delle perdite di pressioni nel fascio tubiero e nei vari componenti del circuito (evaporatore, condensatore, etc.) e di conseguenza l'incremento di pressione che deve fornire la pompa;
9. Stima delle prestazioni della pompa e del punto di lavoro della stessa;
10. Calcolo dello spessore dei tubi;
11. Calcolo della quantità di fluido presente nel circuito (Inventario del fluido);

12. Analisi termica del circuito;

3.1 Calcolo delle perdite di pressione in un circuito

I vari componenti di un circuito sono collegati tra di loro attraversi condotti. Il flusso in un condotto può essere laminare o turbolento. Il regime del campo di moto è funzione del numero di Reynolds:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \tag{3.1}$$

con ρ densità del fluido, V velocità media del flusso, D diametro del condotto, μ viscosità dinamica del flusso. Il flusso diventa turbolento per Re > 2300, anche se sperimentalmente è stato notato come la transizione avvenga in un range di valori del numero Reynolds compresi tra 2000 e 4000.

Nello studio del flusso in un sistema composto da un fascio di tubi, al fine di ricavare le equazioni di governo che regolano il moto dello stesso, si fa ricorso ai principi di conservazione, ovvero la conservazione della massa, la conservazione della quantità di moto, e la conservazione dell'energia.

Si consideri un flusso a regime attraverso una porzione di tubo (volume di controllo) **[12].** Il principio di conservazione della massa afferma che il flusso netto di massa tra la sezione 1 e la sezione 2 del volume di controllo deve essere nullo. Poiché non è presente nessun flusso attraverso la parete dei tubi, è possibile scrivere l'equazione di continuità per un flusso 1D in un condotto come:

$$m = \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \tag{3.2}$$

Dove i pedici 1 e 2 fanno riferimento ai parametri del flusso rispettivamente all'ingresso e all'uscita del volume di controllo.

La caduta di pressione lungo un condotto è data dall'equazione di Bernoulli. La forma generale di questa equazione, inclusa la perdita di carico totale dovuta al passaggio del flusso in un condotto, è la seguente:

$$\left(\frac{P_1}{\rho}+\frac{V_1^2}{2}+gZ_1\right)-\left(\frac{P_2}{\rho}+\frac{V_2^2}{2}+gZ_2\right)=h_{l_t} \tag{3.3}$$

Dove 1 e 2 si riferiscono ai parametri del flusso all'ingresso e all'uscita del condotto; Z è la quota cui si trova l'ingresso e l'uscita; h_{l_t} è la perdita di carico totale all'interno del condotto. Questa equazione mostra come la perdita di carico totale sia uguale alle variazioni di energia che subisce il flusso tra la sezione 1 e la sezione 2 del condotto considerato, in termini di variazione di energia potenziale, di portata e energia di cinetica.

3.1.1 Perdite di carico

Lo scopo principale dell'analisi del flusso in un condotto è quello di valutare le variazioni di pressioni che derivano dal passaggio di un flusso incompressibile all'interno dello stesso. Tali variazioni sono dovute all'attrito e alle variazioni di quota che subisce il flusso e alle variazioni di velocità. In assenza di attrito, l'equazione di Bernoulli può essere utilizzata per valutare gli effetti che hanno la variazione di elevazione e di velocità del flusso sulle perdite di carico totale. In un case reale, l'analisi deve includere anche l'effetto dovuto all'attrito, il quale costituisce la causa principale delle variazioni di pressione. La perdita di pressione, hlt (perdita di carico totale) è composta da due termini: la perdita di carico maggiore, hl, il quale è provocato dall'attrito dovuto al passaggio del flusso in tubo a sezione costante), e la perdita di carico minore, hlm, provocate dall'attrito in seguito al passaggio del flusso attraverso valvole, raccordi, gomiti e condotti a sezione variabile **[12].**
In formule, le perdite di pressioni maggiori sono espresse come:

$$h_1 = f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2} \tag{3.4}$$

con L e D sono rispettivamente la lunghezza e il diametro del. L'espressione per il fattore di attrito f varia in base al regime del campo di moto (laminare/turbolento) e alla rugosità del tubo.

Per tubi lisci, con flusso in regime laminare, il fattore di attrito risulta pari a:

$$f = \frac{64}{Re} \tag{3.5}$$

Per flussi in regime turbolento assume forme diverse a seconda del valore del Reynolds:

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \qquad 4 \cdot 10^3 < Re < 2 \cdot 10^3 \qquad (3.6)$$

$$f = \frac{0.184}{Re^{0.2}} \qquad 2 \cdot 10^4 < Re < 3 \cdot 10^5 \qquad (3.7)$$

$$f = \frac{0.046}{Re^{0.2}} \qquad 2 \cdot 10^4 < Re < 10^6 \qquad (3.8)$$

$$f = \frac{1}{(1.581\, ln(Re) - 3.28)^2} \qquad 10^4 < Re < 10^7 \qquad (3.9)$$

Nel caso di flusso laminare, il fattore di attrito è funzione unicamente del numero di Reynolds ed è indipendente dalla rugosità. Per tenere in conto gli effetti della rugosità, è possibile utilizzare una correlazione empirica dal diagramma di Moody, mostrato in Figura 3.1.

$$f = \frac{0.25}{\left[log\left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.7} + \frac{1}{Re^{0.9}}\right)\right]^2} \qquad (3.10)$$

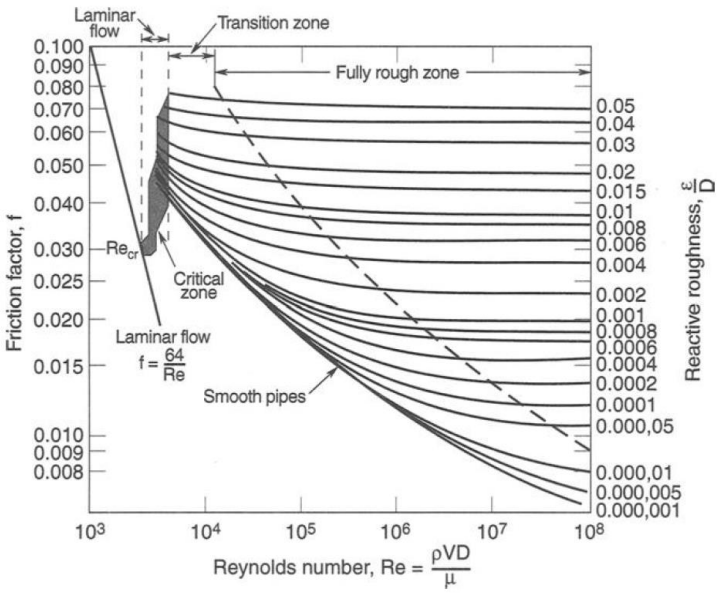


Figura 3.1 Diagramma Moody **[12]**

Le perdite minori, come già anticipato, sono dovute al passaggio del fluido attraverso raccordi, tratti curvilinei, tratti con bruschi cambiamenti di area, con conseguente separazione del flusso. Questo moto provoca ulteriori perdite di pressione, dovute principalmente alla separazione del flusso. Tali perdite sono piccole rispetto alle perdite di attrito, da cui l'attributo "minori". In formule tali perdite possono essere espresse:

$$h_{lm} = K\frac{V^2}{2} \tag{3.11}$$

Con k fattore di perdita. In Figura 3.2 sono riportati i valori dei k in funzione del tipo di gomito, raccordo, ecc.

Component	K_L
a. Elbows	
Regular 90°, flanged	0.3
Regular 90°, threaded	1.5
Long radius 90°, flanged	0.2
Long radius 90°, threaded	0.7
Long radius 45°, flanged	0.2
Regular 45°, threaded	0.4
b. 180° return bends	
180° return bend, flanged	0.2
180° return bend, threaded	1.5
c. Tees	
Line flow, flanged	0.2
Line flow, threaded	0.9
Branch flow, flanged	1.0
Branch flow, threaded	2.0
d. Union, threaded	0.08
e. Valves	
Globe, fully open	10
Angle, fully open	2
Gate, fully open	0.15
Gate, $\frac{1}{4}$ closed	0.26
Gate, $\frac{1}{2}$ closed	2.1
Gate, $\frac{3}{4}$ closed	17
Swing check, forward flow	2
Swing check, backward flow	∞
Ball valve, fully open	0.05
Ball valve, $\frac{1}{3}$ closed	5.5
Ball valve, $\frac{2}{3}$ closed	210

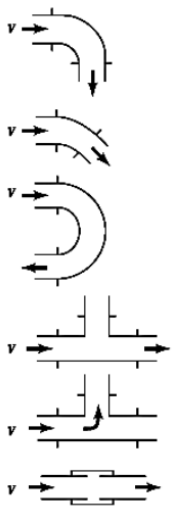


Figura 3.2: Valori dei coefficienti di perdite concentrate in funzione della tipologia di raccordo, gomito, tratto circolare ecc **[32].**

L'equazione di Bernoulli può essere interpretata come la differenza delle energie per unità di peso tra due punti nel condotto. La variazione di energia cinetica è di solito piccola paragonata alle perdite di pressioni totali. Pertanto, può essere trascurate nella valutazione delle perdite di pressioni. E' possibile esprimere la caduta di pressione in un condotto come:

$$p_2 - p_1 = -\frac{\rho V^2}{2g_C}\left(f\frac{L}{D} + K\right) - \frac{\rho g}{g_C}(z_2 - z_1) \qquad (3.12)$$

Con g_C si indica il fattore di conversione, che assume valore pari a 1 Kg*m/(N*sec^2) nel Sistema internazionale [10].

3.1.2 Caduta di pressione in un fluido bifase

Per stimare la caduta di pressione in un fluido bifase, è possibile adottare diversi modelli **[33]:**

- Modello a flusso omogeneo; quest'ultimo è uno pseudo-fluido che obbedisce alle equazioni convenzionali per un fluido monofase ed è caratterizzato da proprietà medie della fase liquida e di vapore;
- Modello a flussi separati: questo modello considera le due fasi come se fossero fisicamente separate in due flussi, ognuna di essa che fluisce nel proprio tubo.

3.1.2.1 Modello a flusso omogeneo

La perdita di pressione del fluido è dovuta alla variazione della sua energia cinetica, potenziale e all'attrito sulle pareti del tubo. Pertanto, la caduta totale di pressione è la somma della caduta di pressione statica, caduta di pressione dovuta alla variazione di quantità di moto, e caduta dovuta all'attrito. In formule **[33]:**

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{static} + \Delta p_{mom} + \Delta p_{frict} \tag{3.13}$$

Il salto di pressione statica per un fluido omogeneo bifase è pari a:

$$\Delta p_{static} = \rho_H g (Z_2 - Z_1) \tag{3.14}$$

Con ρ_H densità omogenea:

$$\rho_H = \rho_l (1 - \varepsilon_H) + \rho_v \varepsilon_H \tag{3.15}$$

La void fraction omogenea è ricavabile conoscendo la qualità del vapore:

$$\varepsilon_H = \frac{1}{1 + \left(\frac{V_v}{V_L}\frac{(1-x)}{X}\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)} \tag{3.16}$$

dove $\frac{V_V}{V_L}$ è lo slop ratio (S), ed è uguale a 1 per flussi omogenei. La caduta di pressione dovuta alla variazione di quantità di moto per unità di lunghezza del fluido nel tubo è pari a:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{mom} = \frac{d(\dot{m}_{total} \,/\, \rho_H)}{dz} \tag{3.17}$$

La caduta di pressione dovuta all'attrito è ricavabile dall'equazione (3.12), dove il parametro f si calcola introducendo il numero di Reynolds omogeneo:

$$Re_H = \frac{\dot{m}D}{A\mu_{tp}} \tag{3.18}$$

Con

$$\mu_{tp} = x\mu_v + (1-x)\mu_L \tag{3.19}$$

3.1.2.2 Modelli a flussi separati

La caduta di pressione in un fluido bifase è tipicamente stimato utilizzando modelli a flussi separati. In letteratura ne sono disponibili di diversi. Il primo di questi, in ordine di tempo, è stato sviluppato da Lockhart e Martinelli (1949), seguiti da altri modelli sempre più complessi. Le equazioni base per i modelli a flussi separati non sono dipendenti dalla particolare configurazione di flusso adottata. Si assume che le velocità di ogni fase sia costante in ogni sezione. I modelli disponibili in letteratura sono **[33]:**

- Formulazione di Lockhart e Martinelli, metodo originario per predire la caduta di pressione in un fluido bifase;
- Formulazione di Friedel, approfondita nel seguito della trattazione;
- Formulazione di Gronnerud;
- Formulazione di Chisholm;
- Formulazione di Bankoff;

- Formulazione di Chawla;
- Formulazione di Muller-Steinhagen e Heck;

Whalley ha effettuato una comparazione tra i vari modelli, con dati sperimentali disponibili nel database HTFS. Gli studi effettuati hanno portato a concludere quanto segue:

- $\frac{\mu_l}{\mu_v}$ <1000 e portate in massa per unità di area trasversale < 2000 Kg/m^2*sec, il modello da utilizzare è quello di Friedel;
- $\frac{\mu_l}{\mu_v}$ >1000 e portate in massa per unità di area trasversale > 100 Kg/m^2*sec, il modello da adottare è quello di Chisholm;
- $\frac{\mu_l}{\mu_v}$ >1000 e mass velocities< 100, il modello da usare è quello proposto da Lockhart e Martinelli;
- Per la maggior parte dei fluidi, $\frac{\mu_l}{\mu_v}$ < 1000, è preferibile usare la correlazione di Friedel per calcolare la caduta di pressione **.**

Il modello proposto da Friedel **[33]** prevede l'utilizzo di un moltiplicatore bifase:

$$\Delta p_{fricl} = \Delta p_L \phi_{fr}^2 \tag{3.20}$$

Il moltiplicatore bifase è calcolato empiricamente:

$$\Phi_{fr}^2 = E + \frac{3.24FH}{F_{rH}^{0.045} W_{eL}^{0.035}} \tag{3.21}$$

Con i fattori dimensionali F_{rH}, E, F, H:

$$Fr_H = \frac{\dot{m}^2}{gD\rho_H^2} \tag{3.22}$$

$$E = (1 - X)^2 + X^2 \frac{\rho_L f_g}{\rho_G f_L} \tag{3.23}$$

$$F = X^{0.78}(1 - X)^{0.224} \tag{3.24}$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_L}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_L}\right)^{0.7} \tag{3.25}$$

Il numero di Weber del liquido è definito come:

$$We_L = \frac{\dot{m}^2 D}{\sigma \rho_H} \tag{3.26}$$

Usando la definizione alternativa di densità omogenea basata sulla qualità del vapore

$$\rho_H = \left(\frac{X}{\rho_G} + \frac{1 - X}{\rho_L}\right)^{-1} \tag{3.27}$$

3.1.3 Calcolo salto di pressione nel wick e incremento di pressione capillare

Come illustrato nel capitolo…, la presenza della struttura porosa fa sì che, quando quest'ultima viene attraversato dal fluido, si genera una caduta di pressione stimabile mediante la legge di Darcy **[20]:**

$$\Delta p_w = \frac{Q L_w \mu_l}{K A_w \rho_L \lambda} \tag{3.28}$$

La pressione capillare è dovuta alla differenza di pressione all'interfaccia liquido-vapore. La pressione capillare dipende dalla tensione superficiale del liquido, dall'angolo di contatto tra liquido e vapore, e dal raggio del poro. Si può esprimere attraverso la seguente formulazione **[34]:**

$$\Delta p_c = \frac{2\sigma\psi}{r_p} \tag{3.29}$$

3.1.4 Calcolo caduta di pressione nei canali di passaggio del vapore nell'evaporatore

L'equazione… può essere utilizzata per calcolare la caduta di pressione che subisce il vapore durante il suo passaggio tra le scanalature dell'evaporatore **[35].** La portata aumenta linearmente lungo l'intera lunghezza della sezione di passaggio, raggiungendo la velocità massima pari a:

$$u_{vg,max} = \frac{\dot{m}}{n\rho_v tw} \tag{3.30}$$

Dove:

- n è il numero di scanalature presenti nell'evaporatore per il passaggio del vapore;
- t e w sono rispettivamente l'altezza e la larghezza di ogni scanalatura;

Al fine di determinare il numero di Reynolds, si utilizza il diametro idraulico di ogni scanalatura:

$$D_{h,vg} = \frac{2tw}{t + w} \tag{3.31}$$

e la lunghezza effettiva delle scanalature è approssimativamente la metà della lunghezza totale:

$$L_{vg,eff} = \frac{L_{vg}}{2} \tag{3.32}$$

3.2 Requisiti del fluido di lavoro

Uno dei primi e dei più importanti step nella progettazione di un sistema di controllo termico è la selezione del fluido operativo. Quest'ultimo deve avere caratteristiche adatte al sistema di controllo termico che si sta progettando. Per quanto riguarda il sistema … i requisiti di selezione che dovrebbero essere tenuti in conto sono:

- Il punto di congelamento deve essere inferiore alla temperatura minima del ciclo; il punto critico deve essere al di sopra della massima temperatura del ciclo operativo, per far sì che il fluido possa condensare;
- Il calore latente di vaporizzazione deve essere il più alto possibile; in questo modo si ha la possibilità di trasportare la stessa potenza termica con una portata minore; o equivalentemente, smaltire con la stessa portata, una potenza termica in ingresso più alta;
- La tensione superficiale dovrebbe essere la più alta possibile, affinchè l'evaporatore garantisca un pompaggio capillare efficiente e nel contempo sia possibile realizzare il design dell'evaporatore che sia il più possibile isotermo;
- La densità di vapore dovrebbe essere la più alta possibile, in modo tale da ridurre la velocità del vapore, e di conseguenza le perdite di pressione relative allo stesso;
- La densità del liquido dovrebbe essere la più bassa possibile, al fine di far diminuire la massa di fluido e di conseguenza la massa del sistema;
- La viscosità dinamica di entrambi vapore e liquido dovrebbe essere piccola al fine di ridurre le cadute di pressione;
- Il calore specifico del liquido dovrebbe essere basso, in maniera tale da essere facilmente raffreddabile;
- Il calore specifico del vapore dovrebbe essere alto, affinchè il vapore abbia piccole variazioni di temperatura;
- La conducibilità termica del liquido e del vapore dovrebbe essere la più alta possibile, per garantire un alto coefficiente di trasferimento termico, così da dissipare il più possibile il calore;
- Il fluido dovrebbe essere chimicamente stabile, non corrosivo e il più possibile puro, in maniera tale da evitare la generazione di gas non condensabile durante il ciclo operativo del circuito.

3.2.1 Criteri di selezione del fluido di lavoro

Nel processo di selezione del fluido di lavoro è necessario conoscere la temperatura operativa. Di fatti, le proprietà di un fluido variano al variare di quest'ultima. E' necessario definire i criteri di selezione del fluido. Una volta che il criterio è scelto, si passa alla definizione delle cosiddette

figure di merito, le quali sono equazioni che combinano un certo numero di proprietà del fluido rappresentative del criterio; queste figure vengono in seguito utilizzate nella fase di preselezione, durante la quale viene effettuato un trade off che coinvolge un certo numero di fluidi candidati, al fine di individuare i fluidi più conformi al criterio di selezione scelto. In seguito, ulteriori studi vengono effettuati tra i fluidi scelti, con lo scopo di valutarne la sicurezza in termini di tossicità, la compatibilità chimica con i materiali con cui vengono a contatto, al fine di giungere alla selezione del fluido più opportuno **[36].**

Le figure di merito dipendono principalmente dalle proprietà termiche (cp_l, λ, k) e idrauliche (ρ_l, ρ_v, μ_l, μ_v, σ) del fluido di lavoro. Inoltre, bisogna sottolineare il fatto che la selezione del fluido di lavoro non è semplice, in quanto i criteri di selezione sono talvolta tra loro contraddittori ed è necessario trovare un compromesso.

Una prima figura di merito **[36]** è senz'altro quella che rappresenta la minima caduta di pressione nel sistema; questo si può ottenere combinando le equazioni…

Si ottiene:

$$\Delta P = \left(\frac{\mu_L^{\frac{1}{4}}}{p_l \lambda^{\frac{7}{4}}} + \frac{\mu_v^{\frac{1}{4}}}{p_v \lambda^{\frac{7}{4}}} \right) \frac{L}{D^{\frac{19}{4}}} Q^{\frac{7}{4}} \tag{3.34}$$

Il primo termine tra parentesi è quello fluido dipendente; il secondo termine dipende dalle proprietà geometriche del circuito; il terzo termine dipende dal carico termico in ingresso.

- Il primo termine nelle parentesi è il termine fluido dipendente; la figura di merito è l'inverso di quest'ultimo:

$$M_{\Delta p} = \frac{1}{\left(\frac{\mu_L^{\frac{1}{4}}}{\rho_l \lambda^{\frac{7}{4}}} + \frac{\mu_v^{\frac{1}{4}}}{\rho_v \lambda^{\frac{7}{4}}} \right)} \tag{3.35}$$

Per rendere minime le cadute di pressione nel sistema, tale parametro deve essere il più alto possibile. Una seconda figura di merito possibile è quella indicativa del consumo minimo di potenza elettrica della pompa:

$$M_{power} = \frac{\rho_l \lambda}{\left(\frac{\mu_L^{\frac{1}{4}}}{\rho_l \lambda^{\frac{7}{4}}} + \frac{\mu_v^{\frac{1}{4}}}{\rho_v \lambda^{\frac{7}{4}}} \right)} \tag{3.36}$$

Anche tale figura deve essere la più alta possibile.

Altre figure di secondaria importanza, di cui si potrebbe tenere conto per una selezione preliminare de fluido di lavoro, sono le seguenti:

$$N_l = \frac{\rho_l \lambda \sigma}{\mu_l} \tag{3.37}$$

Il cosidetto "parametro di trasporto del calore" è un parametro indicativo della capacità di trasporto del calore e del pompaggio capillare legato al fluido; anche questo deve essere il più alto possibile **[20].**

l'altro parametro ("Wicking height factor"):

$$H_l = \frac{\sigma}{\rho_l g} \tag{3.38}$$

parametro indicativo della capacità della tensione superficiale di contrastare le forze dovute al campo gravitazionale cui il fluido è soggetto.

3.2.2 Compatibilità chimica

Come accennato in precedenza, è necessario verificare con quali materiali i vari fluidi candidati sono compatibili. Di fatti, in certi casi è possibile che si verifichino particolari reazioni chimiche che coinvolgono il fluido, nonché reazioni d decomposizione dello stesso, che potrebbero portare alla formazione di gas non condensabile. Quest'ultimo è un fenomeno che interessa principalmente gli LHP, e di conseguenza il circuito 2ph-MPFL, in quanto sistema ibrido che deriva dal sistema LHP. Le cause possono essere legate ai vari processi di produzione, assemblaggio dei componenti del circuito; possono dipendere dalla purezza del fluido di lavoro, dalle reazioni chimiche durante le operazioni, dovute all'incompatibilità tra il fluido e i materiali del circuito. La quantità di gas generata dipende dalla quantità di fluido presente nel circuito, dall'area della superficie con cui

quest'ultimo viene a contatto, dal tempo di esposizione e dalle condizioni operative. Il gas non condensabile può accumularsi in diverse aree del circuito **[35]** :

- Nella camera di compensazione dove il fluido ristagna;
- Nel condensatore dove si raggiunge il valore di temperatura più bassa;
- Può essere assorbito dal fluido di lavoro e può circolare nel circuito;
- Può essere assorbito dai materiali cui è costituito il circuito e dal wick;

Le prestazioni del sistema sono inficiate solo se da tale gas si originano delle bolle, specie nella sezione del condensatore, dove il gas non condensabile blocca una parte dello stesso, aumentando la caduta di pressione e limitando lo scambio termico.
Inoltre, fenomeni di corrosione ed erosione potrebbero interessare l'evaporatore, in particolare il wick, provocando un cambiamento nell'angolo di contatto liquido vapore, nonché i valori di permeabilità, porosità, dimensione dei pori del wick. Inoltre, può verificarsi la presenza di precipitati solidi derivanti dall'erosione, questi possono essere trasportati dal flusso di liquido fino all'evaporatore, ed essere depositati una volta che il liquido vaporizza, provocando un aumento della resistenza nel passaggio del fluido nell'evaporatore e del calore dal case al fluido.
In particolare, studi sulla compatibilità dei fluidi operativi con i vari materiali sono stati condotti nell'ambito della progettazione degli Heat pipe e degli LHP e sono disponibili in letteratura, ed è possibile estendere i medesimi risultati anche per il circuito bifase.
Mishkinis **[38]** ha effettuato un'indagine su diverse possibili soluzioni nella selezione del fluido di lavoro sulla base della compatibilità con i possibili materiali del wick dell'evaporatore e per i possibili materiali strutturali di cui può essere fatto il circuito. Tali risultati sono mostrati in Tabella 3.2, dove i colori indicano il grado di compatibilità e i numeri corrispondono ai riferimenti bibliografici cui i risultati fanno riferimento. Per esempio, l'accoppiamento nickel per il wick e metanolo come fluido, è compatibile in accordo al riferimento 1 e 13, probabilmente compatibile per il riferimento 2, ma incompatibile in accordo al riferimento 7. Esistono molte contraddizioni tra i dati disponibili in letteratura; inoltre è necessario verificare la compatibilità non solo delle coppie materiale del wick e fluido, e materiale strutturale e fluido, ma anche la compatibilità tra i tre elementi presi insieme: wick, materiale strutturale e fluido. .

Inoltre, la NASA ha condotto dei test sperimentali di compatibilità dei vari fluidi utilizzabili all'interno di dispositivi bifase, fornendo i risultati riportati in Tabella 3.2 **[20].**

	Aluminum	Stainless Steel	Cold rolled steel	Iron	Copper	Brass	Silica	Nickel	Inconel	Tungsten	Tantalum	Molybdenum	Rhenium	Titanium	Niobium
Water	I	C*			C		C	C	I					C	
Ammonia	C	C	C	C				C							
Methanol	I	C		C	C	C	C	C							
Acetone	C	C			C	C	C								
Freon - 11	C														
Freon - 21	C			C											
Freon - 113	C														
C_8F_8					C		C								
n-butane	C														
n-pentane	C	C													
n-heptane	C														
Benzene	C														
Toluene	I														
Dowtherm A		C			C		C								
Dowtherm E	I	C*	I		C	I									
DC 200	C	C			C			C							
DC 209					C										
Perchloroethylene					C		C								
Dimethyl Sulfide					C		C								
Monsanto CP-9					C		C								
Monsanto CP-32(pyridene)	I				C										
Monsanto CP-34	I														
Lithium		I						I	I	C	C	C		I	C
Sodium		C						C	C					I	C
Potassium								C						I	
Cesium														C	C
Mercury		C#						I	I		I	I		I	I
Lead		I						I	I	C	C			I	I
Indium		I						I	I	I	I	I			I
Silver										C	C		I		

C = Compatible
I = Incompatible
* Sensitive to Cleaning
# I with Austenitic SS

Tabella 3.1: Compatibilità tra i fluidi operativi e i vari materiali **[20].**

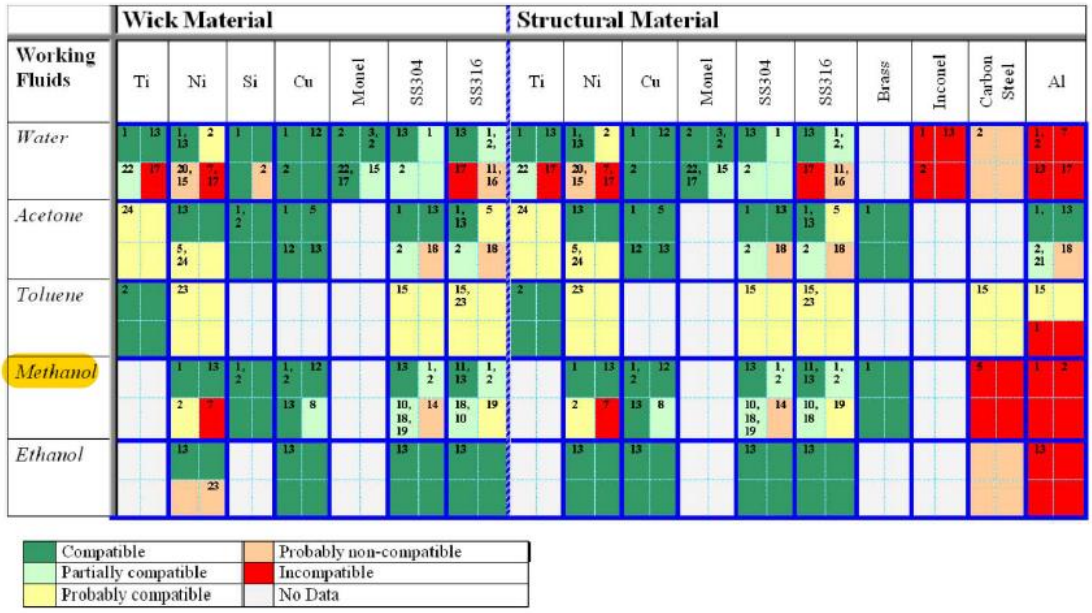


Tabella 3.2: Compatibilità tra fluido operativo, materiale wick e materiale strutturale **[38].**

4. Analisi termica

I metodi più comuni del trasferimento del calore tra oggetti sono tre: conduzione, convezione e irraggiamento.
Se si considera l'ambiente spaziale, gli unici meccanismi presenti sono la radiazione e la conduzione. La convezione può essere ignorata, a causa dell'assenza di atmosfera (si dovrà considerare in alcuni ambienti, quali ad esempio quello marziano).

4.1 Conduzione

Il meccanismo in questione consiste nel trasferimento di energia tra corpi mantenuti a differente temperatura, una volta posti a contatto. Da un punto di vista macroscopico, lo scambio di energia termica tra corpi solidi, liquidi o gassosi, in contatto tra di loro, avviene senza movimento di materia, ma è dovuto al trasferimento dell'energia cinetica molecolare (rotazionale e vibrazionale) da zone ad alta temperatura a zone a bassa temperatura. Nel caso particolare di metalli solidi, oltre al meccanismo esposto in precedenza, si aggiunge il trasporto dovuto al moto degli elettroni [30].
La legge che descrive il trasferimento di calore per conduzione è la legge di Fourier (unidimensionale) :

$$Q = -kA\frac{\partial T}{\partial x} \tag{4.1}$$

Dove il gradiente termico in direzione x, $\frac{\partial T}{\partial x}$ direttamente proporzionale al flusso termico in ingresso; l'area da considerare è la superficie di scambio termico perpendicolare al flusso;

Il segno meno nella formula si giustifica col fatto che il trasferimento di calore avviene da regioni a temperatura più alta a regioni a temperature più basse. .
Assumendo che la conducibilità sia indipendente dalla temperatura, integrando l'equazione (4.1), in riferimento alla Figura 4.1, si ottiene:

$$Q = \frac{KA(T_1 - T_2)}{L} \tag{4.2}$$

Come si nota dalla figura, il calo di temperatura è lineare;

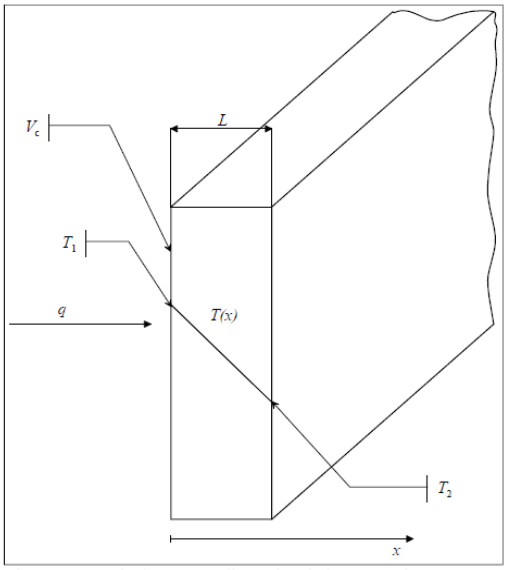


Figura 4.1: Conduzione attraverso una parete piana **[39].**

La legge di Fourier in forma tridimensionale è la seguente:

$$Q = -k\nabla T \tag{4.3}$$

Il trasferimento di energia tra pareti a geometria cilindrica è dato da:

$$Q = \frac{2\pi LK}{ln\frac{r_2}{r_1}}(T_{S1} - T_{S2}) \tag{4.4}$$

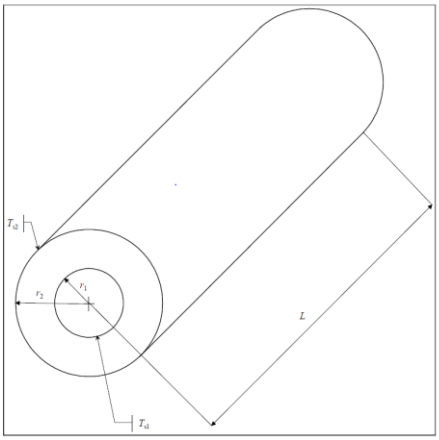


Figura 4.2: Conduzione attraverso una parete a geometria cilindrica **[39].**

4.2 Convezione

La convezione è il meccanismo di trasferimento di energia che si verifica tra una superficie solida e un fluido (liquido o gas) che lambisce la stessa, posti a differente temperatura.
Tale trasferimento di energia è una combinazione di due meccanismi di scambio termico che agiscono allo stesso tempo **[40]:**

- Conduzione termica: diffusione energetica associata al moto molecolare;
- Trasferimento energetico dovuto al moto macroscopico di fluido associato al movimento di un gran numero di molecole;

La convezione può essere classificata in convezione naturale e forzata:

- Convezione naturale: il trasferimento di massa è indotto dalla differenza di densità, causata a sua volta dalla differenza di temperatura;
- Convezione forzata: quando il moto del fluido è dovuto ad agenti esterni, ad esempio, pompe, compressori, ecc.

Il flusso termico per convezione è dato dalla legge di Newton:

$$Q = hA(T_{wall} - T_{\infty}) \tag{4.5}$$

4.3 Radiation

Meccanismo di trasferimento di energia sottoforma di onde elettromagnetiche; tale meccanismo può avvenire anche nel vuoto.
Tutti i corpi emettono energia sottoforma di radiazione elettromagnetica e possono assorbire energia radiante; in questo modo può avvenire un trasferimento di energia tra due corpi.

Quando la radiazione investe una superficie, può essere riflessa, assorbita o trasmessa. Si possono definire tre quantità **[12]:**

- *Assorbività*, α: percentuale della radiazione incidente che viene assorbita;
- *Riflettività,* ρ*:* percentuale della radiazione incidente che viene riflessa;
- *Trasmissività,*τ*:* percentuale della radiazione incidente che viene trasmessa;
- *Emissività,* ε: rapporto tra l'energia emessa da un corpo ad una certa temperatura, e l'energia emessa da un corpo nero alla stessa temperatura;

Si può dimostrare che:

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \tag{4.6}$$

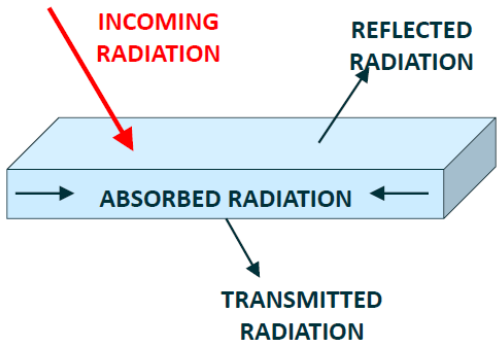


Figura. 4.3: Radiazione incidente, riflessa e trasmessa su una generica superficie **[12]**

Un corpo nero è un corpo nero che assorbe completamente tutta la radiazione termica che investe la superficie:

$$\alpha = 1; \qquad \rho = \tau = 0 \tag{4.7}$$

Il corpo nero emette la massima potenza termica che può essere calcolata con la legge di Stefan-Boltzmann **[39]:**

$$Q = A\sigma T_w^4 \tag{4.8}$$

L'area da considerare è l'area della superficie su cui incide la radiazione. Una superficie grigia è una superficie che emette, per ogni lunghezza d'onda, una frazione costante di energia che sarebbe emessa da un corpo nero con superficie pari a quella grigia.
La potenza termica emessa da una superficie grigia è esprimibile come:

$$Q = \varepsilon A\sigma T_w^4 \tag{4.9}$$

con ε è l'emissività della superficie; per superfici grigie, $\varepsilon = \alpha$;
Si consideri lo scambio termico tra corpi neri;

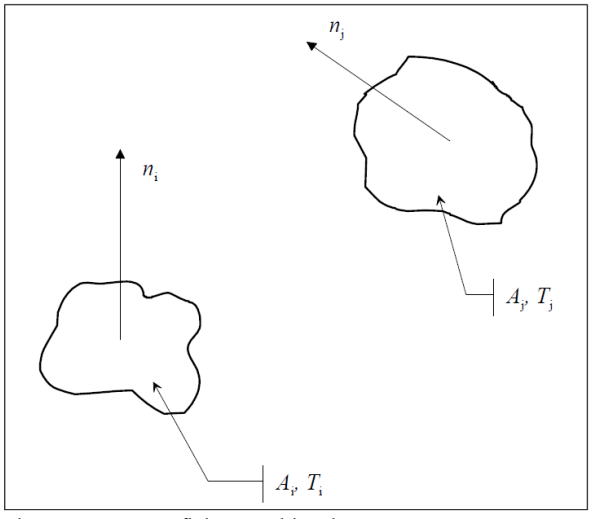


Figura 4.4: Superfici nere arbitrarie **[39]**

Si può dimostrare che la potenza termica scambiata tra la superficie i e la superficie j è pari a :

$$Q_i = A_i F_{i_j}\, \sigma\, (T_i^4 - T_j^4) \tag{4.10}$$

Questo risultato può essere esteso ad una cavità costituito da tante superfici; in questo caso, la potenza netta scambiata dalla superficie i con le altre superfici j, è pari a :

$$Q_i = \Sigma A_i F_{i_j}\, \sigma\, (T_i^4 - T_j^4) \tag{4.11}$$

Il calore scambiato tra due superfici grigie formanti una cavità è dato da:

$$Q_{12} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1-\varepsilon_1}{A_1\varepsilon_1} + \frac{1}{A_{12}F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{A_2\varepsilon_2}} \tag{4.12}$$

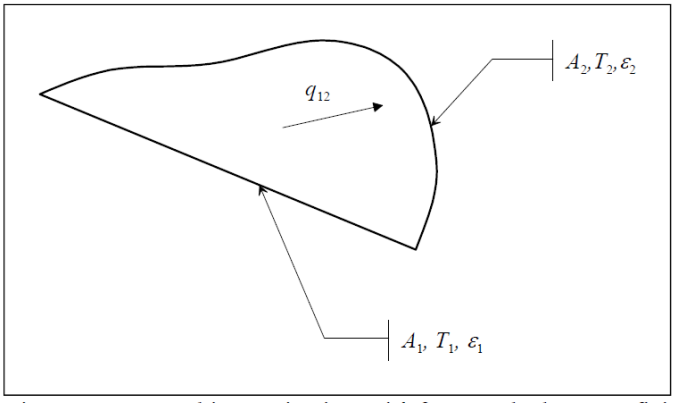


Figura 4.5: Scambio termico in cavità formata da due corpi grigi **[39]**

Un caso particolare è rappresentato da pareti piane parallele di lunghezza infinita, in questo caso,

$$A_1 = A_2 = A,\ F_{i_j}=1 \tag{4.13}$$

L'equazione… diventa:

$$Q_{12} = \frac{A\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \tag{4.14}$$

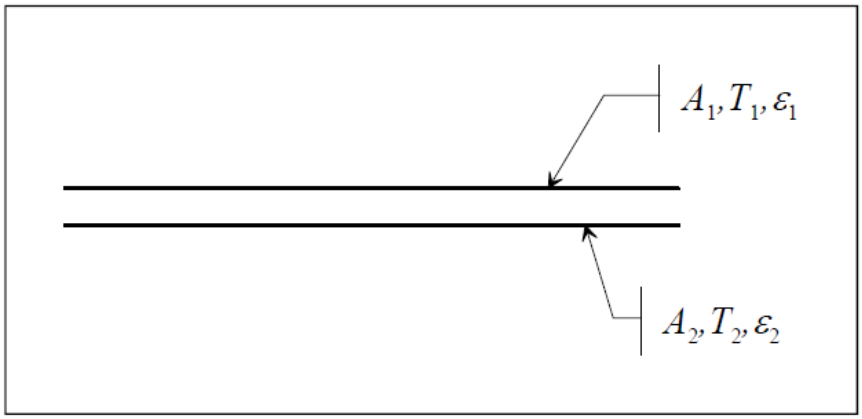


Fig. 4.6: Lastre piane parallele infinite **[39].**

4.4 Modellazione termica

E' possibile modellare un sistema termico come una rete di singoli nodi connessi tra di loro mediante resistenze termiche. Ciò è in virtù del principio dell'analogia idrodinamica, secondo la quale due sistemi si dicono analoghi quando le equazioni che descrivono i due sistemi e le relative condizioni al contorno sono simili; in altri termini, le equazioni che descrivono un sistema possono essere trasformate nelle equazioni dell'altro sistema semplicemente cambiando il simbolo delle variabili presenti nelle equazioni. Un'analogia largamente usata in ingegneria è l'analogia termoelettrica **[41]** esposta in Tabella 4.1.

Quantity	Thermal System	Electrical System
Potential	T	E
Flow	$\dot{Q}$	I
Resistance	R	R
Conductance	G	$1/R$
Capacitance	C	C
Ohm's Law	$\dot{Q} = GT$	$I = E/R$

Tabella 4.1: Analogia termoelettrica **[41].**

4.4.1 Nodi

Allo scopo di sviluppare una rete termica, è necessario introdurre il concetto di nodi; questi ultimi consistono in un certo numero di sotto-volumi in cui si suddivide l'elemento del sistema di cui si vogliono ricavare le temperature.

Le proprietà termiche si considerano concentriche nel nodo centrale di ogni sotto-volume **[41].** I tipi di nodi sono riassunti in Tabella 4.2

Node Name	Node Type
diffusion	finite thermal mass
arithmetic	zero thermal mass
boundary	infinite thermal mass

Tabella 4.2: Tipologia di nodi **[41].**

I nodi diffusivi sono caratterizzati da una capacità finita. Le variazioni di temperatura che subiscono questi nodi possono essere causati da flussi di calore entranti e uscenti. Matematicamente, un nodi diffusivo può essere definito come:

$$\dot{Q} - \frac{C\Delta T}{t} = 0 \tag{4.15}$$

Un nodo aritmetico è caratterizzato da capacità pari a zero è una quantità non reale utilizzata per rappresentare tutti gli elementi del sistema caratterizzati da una capacità piccola paragonata a quella degli altri nodi.
Un nodo di contorno (boundary node) è utilizzato per rappresentare sorgenti a temperatura costante. Matematicamente un nodo di contorno è definito come T=cost.

4.4.2 Elementi conduttori

Allo scopo di modellare il "percorso termico" attraverso cui l'energia è trasferita da un nodo all'altro, è necessario introdurre gli elementi chiamati conduttori. Esistono tre diversi tipi di elementi conduttori **[41]:**

- Conduttori che descrivono i percorsi termici di conduzione e convezione; per questi tipi di conduttori, il flusso termico è una funzione lineare della differenza di temperature tra i due nodi connessi dal conduttore;

$$Q = C(T_i - T_j) \tag{4.16}$$

- Conduttori che descrivono un percorso radiativo:

$$Q = C(T_i^4 - T_j^4) \tag{4.17}$$

C è chiamata conduttanza.
Per quanto riguarda il meccanismo della conduzione, la conduttanza è esprimibile per nodi rettangolari, ricordando la legge di Fourier:

$$C = \frac{kA}{L} \tag{4.18}$$

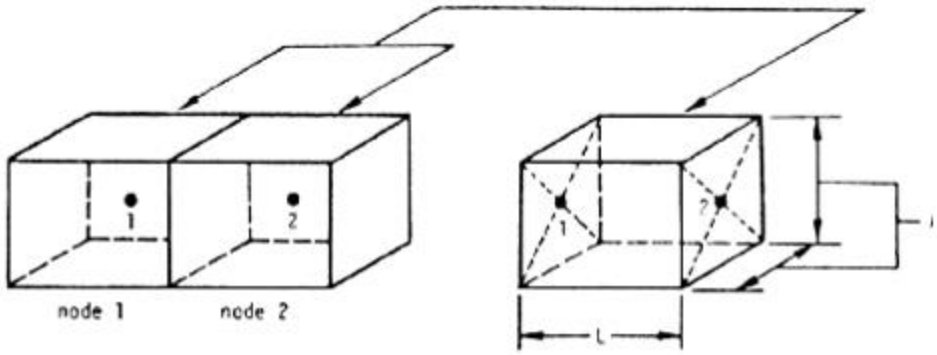


Figura 4.7: Semplice elemento conduttore che esprime il flusso termico attraverso più materialiposti a contattto **[41].**

Per nodi a sezione circolare:

$$\frac{A}{L} = \frac{\theta\, d}{ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right)} \tag{4.19}$$

$con\ \theta = 2\pi$

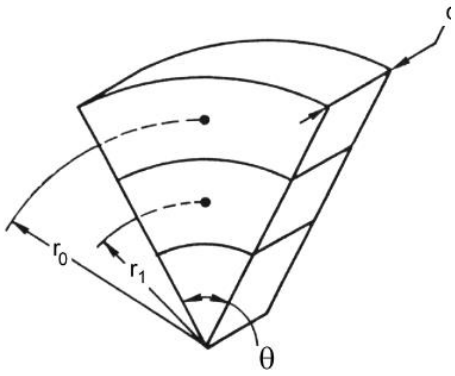


Figura 4.8: Conduttore a pareti cilindriche **[41].**

Per quanto riguarda la convezione, la conduttanza è esprimibile come:

$$C = h\, A \tag{4.20}$$

Per quel che riguarda i conduttori di tipo radiativo, è possibile esprimere la conduttanza nella seguente forma:

$$C = \varepsilon A\sigma(T_{aletta}^2 + T_{ext}^2)(T_{aletta} + T_{ext}) \tag{4.21}$$

4.4.3 Conduttanze in serie e parallelo

Laddove esistano due o più percorsi termici in parallelo o in serie, può essere definita una conduttanza globale, o equivalente; l'espressione di quest'ultima cambia se i percorsi termici che collegano i nodi sono in sono in serie o in parallelo **[41] .**
Le conduttanze di percorsi termici in parallelo si sommano tra di loro:

$$C_t = C_1 + C_2 + \cdots C_N \tag{4.22}$$

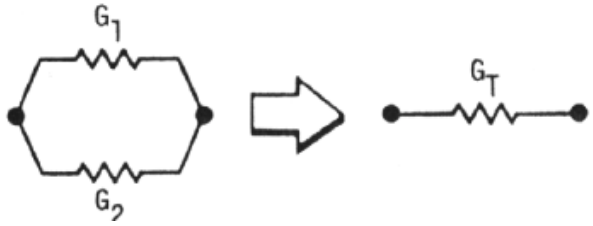


Figura 4.9: Conduttanze in parallelo []

Per quanto riguarda i percorsi termici in serie, la conduttanza è esprimibile come:

$$\frac{1}{C_T} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \cdots \frac{1}{C_N} \tag{4.23}$$

Inoltre, è possibile introdurre il concetto di resistenza, definita come l'inverso della conduttanza:

$$R = \frac{1}{C} \tag{4.24}$$

Pertanto, resistenze in serie si sommano:

$$R_T = R_1 + R_2 + \cdots R_N \tag{4.25}$$

Per le resistenze in parallelo vale:

$$\frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \cdots \frac{1}{R_N} \tag{4.26}$$

4.5 Ambiente marziano

Marte è il pianeta esterno più vicino alla Terra, con una distanza media dal sole pari a $2.279 \cdot 10^8$ Km; il periodo orbitale è pari a 687 giorni terrestri con un anno pari a 1.88 anni terrestri. La gravità marziana sulla superficie del pianeta è pari a circa il 38% di quella terrestre (3.72 m/sec^2). Il periodo di rotazione del pianeta è di 24.6 h, leggermente più lungo di quello terrestre. L'atmosfera di Marte è molto rarefatta, con una pressione atmosferica media di 0.63 Kpa. Tale atmosfera è composta per la maggior parte di anidride carbonica (circa il 95.3%) e, in piccole percentuali, Azoto (2.6%), Argon (1.6%), H2O, O2. Le temperature possono raggiungere un max di 20°C e un minimo si -153°C. Il valore medio è di circa -62°C. Il flusso solare medio è di 589 W/m^2. Una variazione del $\pm$19% durante la durata dell'anno marziano è dovuto all'eccentricità dell'orbita marziana.

La frazione di Albedo varia tra 0.25 a 0.28 all'equatore, e manifesta un aumento presso i poli; questi valori sono simili a quelli terrestri. Il valore più alto di Albedo alle latitudini è dovuto alla presenza delle calotte polari che riflettono la luce.

Il riscaldamento dell'atmosfera a causa dell'irradianza solare genera a loro volta vento sulla

superficie marziana. La direzione e la velocità del vento sono in continuo cambiamento durante il giorno. L'atmosfera marziana contiene polveri sospese, le qualità bloccheranno in una certa misura la luce solare. Il concetto di profondità di luce (τ) è utile per descrivere l'effetto bloccante esercitato dell'atmosfera di Marte sulla luce solare; in particolare indica il grado di attenuazione che la luce subisce quando attraversa l'atmosfera a un certo angolo di incidenza. Forti venti provocheranno tempeste di polvere (la velocità media del vento è di 50 m/sec, la massima velocità è di 150 m/sec), le quali avranno ripercussioni sulle prestazioni del sistema di controllo termico di un veicolo spaziale, in particolare sui rivestimenti esposti all'ambiente esterno. Su questi ultimi, a tempesta terminata, si riscontra un aumento della polvere depositata sulla superficie stessa, con conseguente alterazione dei parametri termofisici del rivestimento **[12, 21].**

4.6 Carichi termici agenti su una superficie di controllo

La temperatura di una superficie di uno spacecraft dipende dal bilancio termico tra il calore ricevuto dall'esterno, le varie sorgenti di calore interne, e il calore irradiato nello spazio. Al fine di controllare le temperature dello spacecraft, è necessario controllare il calore assorbito e/o il calore irradiato. Se lo spacecraft fosse un corpo nero, assorbirebbe tutte le radiazioni. Ciò renderebbe il controllo termico impossibile, con unica opzione quella di variare la potenza termica dissipata internamente. Tuttavia i veicoli spaziali sono superfici grigie, le quali assorbono solo una frazione (α) dell'energia incidente, ed irraggiano solo una frazione ε dell'energia che sarebbe irradiata da un corpo nero alla stessa temperatura, come già esposto nel paragrafo… L'energia assorbita da una superficie assimilabile ad un corpo grigio, e l'energia irradiata, ricordando le definizioni del paragrafo…, si possono esprimere come **[42]:**

$$J_{assorbita} = \alpha \dot{J}_{incidente} \tag{4.27}$$

$$J_{irradiato} = \varepsilon o T^4 \tag{4.28}$$

Uno spacecraft nello spazio può interagire con l'ambiente circostante scambiando energia secondo le seguenti modalità:

- Radiazione solare diretta;

- Radiazione solare riflessa dai pianeti vicini (radiazione di albedo);
- Energia termica irradiata dai pianeti vicini (radiazione planetaria);
- Radiazione emessa dallo spazio profondo.

In formule, i vari contributi si esprimono nel seguente modo:

- Calore proveniente direttamente dal sole:

$$Q_S = J_s \alpha A_s \tag{4.29}$$

- Contributo legato all'albedo:

$$Q_a = J_a \alpha A_a \tag{4.30}$$

- Contributo legato alla radiazione IR planetaria:

$$Q_{IR} = J_P \, \varepsilon A_p \tag{4.31}$$

- Calore irradiato dalla superficie del radiatore verso l'esterno:

$$Q_{irradiato} = \varepsilon o T^4 \tag{4.32}$$

- Potenza termica dissipata internamente:

$$Q_{int} \tag{4.33}$$

Con J_s, J_a,J_P si indicano i flussi di calore per unità di superficie rispettivamente del sole, dell'albedo e dei IR planetari; questi variano in base ai parametri orbitali del veicolo spaziale e del pianeta considerato. L'irradianza solare in funzione della distanza è esprimibile nel seguente modo:

$$J_s = \frac{P}{4\pi d^2} \tag{4.34}$$

Dove:

P è l'energia emessa dal sole, 3.85610^{26}W.

Il valore medio dell'irradianza sulla superficie marziana è pari a 589 W/m^2;

L'intensità della radiazione di albedo incidente sullo spacecraft è funzione delle dimensioni del pianeta e delle caratteristiche di riflettività dello stesso, dell'altezza dello spacecraft e dell'angolo formato tra la verticale locale e i raggi del sole. Tale intensità può essere espressa in termini di fattore di vista F nel seguente modo:

$$J_a = J_s a F \tag{4.35}$$

Dove:

Js è l'irradianza solare, a è l'albedo del pianeta, F è il fattore di vista.

La radiazione infrarosso (IR) emessa dai pianeti costituisce una fonte di flusso di calore in quanto questi ultimi hanno una temperatura diversa da zero, pertanto il pianeta stesso irradia calore.

4.6.1 Bilancio termico superficie di controllo

Si consideri una generica superficie dello spacecraft, schematizzata in Figura 4.10.. Quest'ultima, in seguito, sarà soggetta ai carichi termici esposti in precedenza **[42].**

Assumendo che Js, Ja, Jp e Q rimangano costanti, la superficie dello spacecraft soggetta ai carichi termici raggiungerà una temperatura di equilibrio in accordo al seguente bilancio termico:

$$Q_{assorbito} = Q_{ceduto} \tag{4.36}$$

Esplicitando i vari termini:

$$(A_{solar}J_S + A_{albedo}J_a)a + A_{planetary}J_p\varepsilon + Q = A_{surface}\sigma T^4\varepsilon \tag{4.37}$$

Dalle eq…, è possibile ricavare la temperatura di equilibrio cui si porta la superficie:

$$T^4 = \frac{A_{planetary}J_p}{A_{surface}\sigma} + \frac{Q}{A_s o\varepsilon} + \frac{(A_{solar}J_S + A_{albedo}J_a)}{A_{surface}\sigma}\left(\frac{\alpha}{\varepsilon}\right) \tag{4.38}$$

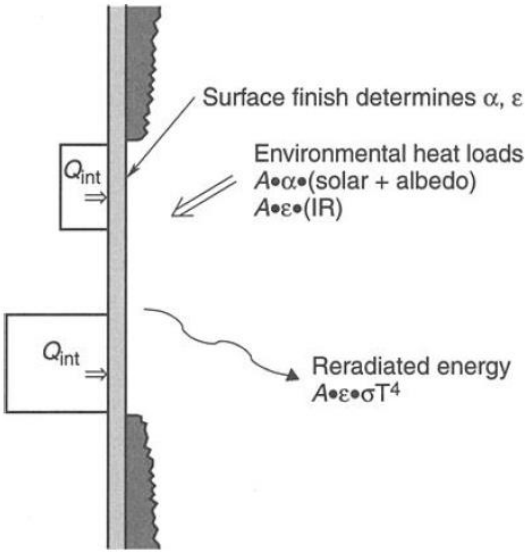


Figura. 4.10: Bilancio termico su una generica superficie radiativa []

Si può notare come la temperatura di equilibrio della superficie radiativa dipende, tra l'altro, dal rapporto$\left(\frac{\alpha}{\varepsilon}\right)$. Su quest'ultimo è possibile agire durante la progettazione del sistema di controllo

termico al fine di ottenere un'adeguata temperatura. Se lo spacecraft si trovasse ad operare in ambito marziano, sarebbe anche soggetto ad uno scambio termico per convezione. Il coefficiente di scambio termico convettivo sulla superficie marziana è variabile in funzione della velocità del vento sulla superficie marziana. Il valore di tale coefficiente spazia da un minimo di 0.15 W/m^2K in assenza di vento, 1 W/m^2K con velocità del vento di 4 m/sec fino ad arrivare al valore di 2 W/m^2K con vento di 16 m/sec.

4.7 Trasporto del calore in un circuito

In un circuito 2ph-MPFL, il principale meccanismo di trasferimento del calore all'interno dei tubi è la convezione forzata. Il calore trasportato assialmente per convezione può essere espresso nel seguente modo **[12]:**

$$q_x = h_x(T_w - T_b) \tag{4.39}$$

dove T_w e T_b sono rispettivamente la temperatura media della parete del tubo e la temperatura media del cuore del fluido. Il coefficiente convettivo medio è la media integrale del coefficiente convettivo locale lungo tutta la lunghezza del tubo, da x=0 a x=L, con L lunghezza tubo:

$$h = \frac{1}{L}\int_0^L h_x\, dx \tag{4.40}$$

E' possibile mettere in relazione il coefficiente h con il numero di Nusselt nel modo seguente:

$$Nu_x = \frac{h_x D}{k} \tag{4.41}$$

Dove k rappresenta la conducibilità termica del fluido, D il diametro del tubo. Ricordando la definizione del coefficiente convettivo medio, è possibile ricavare il numero di Nusselt medio:

$$Nu_D = \frac{\bar{h}D}{k} = \frac{1}{L}\int_0 Nu_x\, dx \tag{4.42}$$

Quando è possibile trascurare gli effetti di conduzione assiale del calore, la dissipazione viscosa, il flusso di calore può essere valutato come:

$$q = \bar{h}(Tw - T_b) = \frac{N_{uD}k}{D}(T_w - T_b) \tag{4.43}$$

Nel caso di flusso monofase, in un condotto, di laminare con tubo di forma circolare, il numero di Nusselt medio vale:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.364 \tag{4.44}$$

per flussi di calore uniformi alle pareti del tubo;

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 3.66 \tag{4.45}$$

per temperature delle pareti costanti;

Le formule esposte sono valide nelle regioni del campo di moto dove i profili di velocità e temperatura sono completamente sviluppati. In caso di condotti a sezione costante ma non circolare, si introduce il diametro idraulico (D_h), per il calcolo del coefficiente di scambio termico e del fattore di attrito. Tale diametro è definito nel modo seguente:

$$D_h = \frac{4A_C}{P} \tag{4.46}$$

Dove A_C e P sono rispettivamente l'area della sezione trasversale del condotto e il perimetro del condotto bagnato dal fluido.

Per flussi in regime turbolento in tubi circolari, il numero di Nusselt è esprimibile nella forma:

$$Nu_D = 0.023 R_e^{0.8} Pr^{1/3} \tag{4.47}$$

Nel caso di fluido bifase, la modellizzazione del trasferimento del calore dovuto al processo di condensazione è esposto nel dettaglio nel lavoro di Miscevic **[43].** Quest'ultimo costituisce un approccio difficile da introdurre in un modello del circuito a regime. Altre trattazioni disponibili in letteratura prevedono la distinzione del campo di moto in funzione dei numeri di Reynolds e Galileo dimensionali del liquido **[44]:**

$$F_r = \frac{0.025 R_{el}^{1.59}}{Ga^{0.5}} \left(\frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \qquad Re_l < 1250 \tag{4.48}$$

$$F_r = \frac{1.26 Re_l^{1.04}}{Ga^{0.5}} \left(\frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \qquad Re_l > 1250 \tag{4.49}$$

Con:

$$G_a = \frac{g D_i^3 \rho_x}{\mu_e^2} \tag{4.50}$$

E con:

$$Re_l = \frac{4\dot{m}_f (1 - x)}{\pi D \mu_l} \tag{4.51}$$

X_{tt} il parametro Martinelli definito come:

$$X_{tt} = \sqrt{\frac{(dp\ /\ dz)_l}{(dp\ /\ dz)_v}} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_x}{\mu}\right)^{0.1} \tag{4.52}$$

Per numeri di Froude minori di 10, è possibile assumere che il fluido sia stratificato; pertanto, è possibile assumere la correlazione di Jaster e Kosky **[45]** è usato per determinare il coefficiente di scambio termico:

$$h_i = 0{,}728e^{\,0.75} \left(\frac{g h_{lv} \lambda^3 (\rho_l - \rho_v)\rho_l}{D_i \mu_l \left(T_f - T_{tube}\right)}\right)^{0{,}25} \tag{4.53}$$

Se si assume flusso anulare, è possibile utilizzare la correlazione fornita da Akers **[46]** :

$Re < 5E5$

$$h_i = 5.03 \frac{\lambda_f}{D_i} Re_{eq}^{0.33} P_r^{0.33} \tag{4.54}$$

$Re > 5E5$

$$h_i = 0.0265 \frac{\lambda_f}{D_i} Re_{eq}^{\frac{4}{5}} P_r^{0.33} \tag{4.55}$$

Con Re_{eq} determinato utilizzando una viscosità dinamica equivalente:

$$\mu_{tp} = X\mu_v + (1 - X)\mu_l \tag{4.56}$$

$$Re_{eq} = \frac{\dot{m} D}{A_C \mu_{tp}} \tag{4.57}$$

Con X titolo di vapore medio del fluido all'interno del condensatore.

4.8 Perdite termiche

In un circuito 2ph-MPFL le perdite si concentrano per la maggiore parte nell'evaporatore. Con il termine "flussi parassiti" (o perdite di calore) si indica quel calore che non è coinvolto nel processo di evaporazione che avviene all'interfaccia liquido vapore al wick.
Le perdite di calore parassite generalmente possono essere divise in due termini **[27]**. Una parte del calore non raggiunge il wick, ma viene trasferito assialmente per conduzione attraverso il case dell'evaporatore bypassando la struttura porosa. Questo flusso di calore comunemente prende il nome di flusso assiale (o longitudinale). Un'altra parte del carico termico viene trasferito per conduzione attraverso la struttura porosa del wick ed è chiamata flusso radiale (o trasversale), il quale dipende dalla geometria dell'evaporatore. Più nel dettaglio:

- Flusso di calore assiale/longitudinale: Come esposto in precedenza, tale flusso è la parte del flusso termico in ingresso, la quale viene trasferita attraverso il case metallico dell'evaporatore. Principalmente dipende dalla configurazione dell'evaporatore, dal materiale e dallo spessore del case di quest'ultimo, nonché dal design dello stesso.

- Flusso di calore radiale (o trasversale): questo flusso di calore dipende dagli effetti termici e idrodinamici dovuti alla conduzione nel wick poroso. Vari parametri influiscono su tale componente del flusso, quali la conducibilità termica effettiva del wick, lo spessore del wick, la convezione termica del fluido che attraversa la struttura porosa.

Pertanto, non tutto il calore in ingresso evapora, ma una parte è dissipata verso l'esterno o per conduzione assiale attraverso il case dell'evaporatore.
Per minimizzare le perdite per flussi parassiti risulta conveniente adottare per il wick, per il case dell'evaporatore materiali con bassa conducibilità termica (acciaio inossidabile, Inconel), nonché ridurre lo spessore delle pareti.

5. Progetto preliminare circuito 2ph-MFL

5.1 Definizione del problema

In generale, nel progettare un sistema di controllo termico, bisogna considerare tre condizioni operative del veicolo **[22]:**

- Condizione “calda”: caratterizzata dalla massima potenza termica applicata all’evaporatore e dalla massima temperatura dell’ambiente in cui opera il circuito;
- Condizione “fredda”: all’evaporatore non è applicato nessun carico termico mentre il resto del circuito è esposto all’ambiente circostante alla sua temperatura minima;
- Massima temperatura non operativa: tale temperatura è importante durante l’immagazzinamento e/o il trasporto dove potrebbe nascere il problema di una possibile esplosione alle elevate temperature a causa dell’alta pressione idrostatica, in particolare nei casi in cui non ci fosse volume sufficiente nel circuito.

La missione di riferimento utilizzata è la missione Mars 2020, e il modello di RTG considerato è l’MMRTG montato sul rover Perseverance. Nel presente lavoro di tesi il dimensionamento del circuito 2ph-MPFL è stato effettuato in condizione calda, essendo la condizione operativa termicamente peggiore, in quanto la portata di fluido necessaria a dissipare la potenza termica in ingresso è quella massima. Quest’ultima è pari a 1976 W (valore tra l’altro adottato nel progetto del 1ph-MPFL della missione di riferimento; tale valore corrisponde alla potenza dissipata dall’MMRTG a inizio vita, mentre come valore per il caso freddo, il valore da utilizzare sarebbe stato pari a 1778 W, corrispondente alla potenza termica dissipata a fine vita dallo stesso). Inoltre, sono state proposte e dimensionate due configurazioni di circuito 2ph-MPFL, rispettivamente la configurazione tradizionale e una innovativa sviluppata nel Jet Propulsion Laboratory; le due configurazioni sono state implementate considerando in primis un caso ideale senza perdite termiche, avendo assunto che tutto il calore in ingresso venisse assorbito dalla portata di vaporizzazione; in una seconda fase, sono state introdotte le perdite termiche. Per ultimo, le due architetture sono state messe a confronto alla luce dei risultati ottenuti. Al fine del dimensionamento preliminare dei due circuiti, si è fatto uso di uno schema semplificato di Rover,

avente dimensioni all'incirca simili a quelle del Rover Perseverance.
Inoltre, il dimensionamento del circuito è stato effettuato considerando la gravità terrestre al fine di garantire il funzionamento del circuito anche a terra per i test di prova, e di conseguenza il suo funzionamento è garantito anche in condizioni marziani, caratterizzato da un valore di gravità di circa 1/6 di quello terrestre (e quindi i valori di portate inferiori).
Le lunghezze dei vari tratti di circuito sono riportati nella tabella 5.6.

5.2 Scelta del fluido operativo

La selezione del fluido operativo è stata fatta in accordo alle considerazioni esposte nel paragrafo 3.2. Il range di temperatura operativo per il fluido varia tra -70°C a 180°C, considerando che la temperatura del lato freddo delle termocoppie assume un valore pari a 200°C, ed avendo ipotizzato un salto di temperatura pari a 20°C tra sorgente e parete dell'evaporatore. Pertanto,i fluidi candidati, in accordo alla tabella 5.1, sono i seguenti: Metanolo, Freon 11, n-Eptano, Acetone. Questi ultimi sono caratterizzati da un punto di congelamento inferiore alla temperatura minima operativa imposta che può essere raggiunta, e dal punto critico superiore alla temperatura max operativa.

FLUID	FORMULA	GROUP	MOLECULAR WEIGHT	MELTING POINT		NORMAL BOILING POINT		CRITICAL TEMPERATURE		CRITICAL PRESSURE		TEMPERATURE RANGE OF TABULATED DATA (°K)	REFERENCES*
				°K	°F	°K	°F	°K	°F	$10^5 Nm^{-2}$	Psia		
1. Helium	He	1	4.0	1.3	-457.3	4.2	-452.1	5.2	-450.3	2.3	33.4	2.4 - 4.0	1
2. Hydrogen	H_2	1	2.0	14.0	-434.4	20.4	-423.0	33.0	-400.3	12.9	187.2	14 - 33	1, 2, 7
3. Neon	Ne	1	20.2	24.5	-415.6	27.1	-410.9	44.4	-379.8	26.5	384.5	27 - 44	1, 3, 7
4. Oxygen	O_2	1	32.0	54.3	-361.8	90.2	-297.3	154.8	-181.1	50.9	738.6	55 - 154	1, 2, 3, 7
5. Nitrogen	N_2	1	28.0	63.1	-346.0	77.3	-320.4	126.2	-232.4	34.0	493.3	65 - 125	1, 2, 3, 5
6. Argon	A	1	39.9	83.8	-308.8	87.3	-302.5	150.9	-188.1	50.0	725.5	85 - 150	1, 3, 4
7. Propane	C_3H_8	1	44.1	85,5	-305.8	231.1	43.7	370.0	206.3	42.6	618.1	190 - 367	1, 6, 9
8. Freon -14	CF_4	1	88.0	89.4	-298.7	145.5	-197.8	227.7	-49.8	37.4	542.7	130 - 222	14
9. Ethane	C_2H_6	1	30.1	89.9	-297.8	184.5	-127.6	305.5	90.2	49.1	712.4	100 - 305	1, 3, 6, 9
10. Methane	CH_4	1	16.0	90.7	-296.4	111.4	-259.2	190.5	-116.8	46.4	673.3	91 - 190	1, 3, 5, 6
11. Freon -13	$CClF_3$	1	104.5	93.2	-291.9	191.7	-114.6	302.3	84.5	39.0	565.9	163 - 293	1, 3
12. Butane	C_4H_{10}	1	58.1	134.8	-217.0	272.7	31.2	425.0	305.3	38.0	550.7	260 - 350	1, 3, 5, 6, 9
13. Freon -21	$CHCl_2F$	1	102.9	138.2	-210.9	282.1	48.1	451.4	352.8	51.8	751.8	213 - 450	1, 3, 5
14. Freon -11	CCl_3F	1, 2	137.4	162.2	-167.8	296.9	74.7	471.2	388.5	44.1	639.9	293 - 413	1, 3, 5
15. Methanol	CH_3OH	2	32.0	175.2	-144.3	337.9	148.5	513.2	464.1	79.5	1153.0	273 - 503	1
16. Toluene	C_7H_8	2	92.1	178.1	-139.1	383.7	231.0	593.9	609.3	41.6	603.6	275 - 473	1, 5, 6
17. Acetone	$(CH_3)_2CO$	2	59.1	180.0	-135.7	329.4	133.2	508.2	455.1	47.6	690.0	250 - 475	5, 6
18. N-Heptane	C_7H_{16}	2	100.2	182.6	-131.0	371.6	209.2	540.2	512.7	27.4	397.6	273 - 473	1, 5, 6
19. Ammonia	NH_3	1, 2	17.0	195.5	-107.8	239.8	-28.0	405.6	270.4	112.9	1638.0	200 - 405	1, 2, 3, 5
20. M-Xylene	C_8H_{10}	2	106.2	225.3	-54.1	412.3	282.5	619.2	654.9	36.5	529.6	275 - 473	1, 6
21. Mercury	Hg	2, 3	200.6	234.3	-37.9	630.1	674.5	1763	2714	1510	21910	280 - 1070	1, 7, 8
22. Dowtherm E		2	147.0			453.4	356.4	690.2	785.0	40.3	584.7	283 - 610	13
23. Water	H_2O	2	18.0	273.2	32.0	373.2	212.0	647.3	705.4	221.2	3210	273 - 643	1
24. Benzene	C_6H_6	2	78.1	278.7	42.0	353.3	176.2	562.6	553.0	49.2	713.9	280 - 560	1, 5
25. Dowtherm A		2	166.0	285.2	53.6	531.1	496.4	801.2	982.4	40.2	583.3	373 - 670	1
26. Cesium	Cs	3	132.9	301.6	83.2	943.0	1237.8	2050	3230	117.0	1698.9	400 - 1500	1, 7
27. Potassium	K	3	39.1	336.4	145.8	1032.2	1398.3	2250	3590	160.0	2322	400 - 1800	1, 7
28. Sodium	Na	3	23.0	371.0	208.1	1152.2	1614.3	2500	4040	370.0	5369	400 - 1500	1, 7
29. Lithium	Li	3	6.9	453.7	357.0	1615.0	2447.0	3800	6380	970.0	14074	500 - 2100	1, 7
30. Silver	Ag	3	107.9	1234	1761	2450.0	3950.3	7500	13040	336.0	4875	1600 - 2400	7, 8, 12

Tabella 5.1: Range operativo e proprietà dei più comuni fluidi di lavoro **[47]**

Fluido	p_v $\left[\frac{N}{m^2}\right]$ x 10^7	ρ_v $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$ x 10^2	ρ_l $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$ x 10^3	ν_l $\left[\frac{m^2}{sec}\right]$ $x10^{-6}$	ν_v $\left[\frac{m^2}{sec}\right]$ $x10^{-7}$	μ_l [Pa·sec] $x10^{-3}$	μ_v [Pa·sec] $x10^{-4}$	$k_{th,f}$ $\left[\frac{W}{mK}\right]$	σ_C $\left[\frac{N}{m}\right]$ $x10^{-2}$
Acetone	0.1958	0.3491	0.5725	0.1881	3.2146	1.1	1.1009	0.111	0.3183
Freon-11	0.1791	0.9878	1.138	0.1495	0.6101	1.7	0.5603	0.055	0.4535
n-Eptano	0.06763	0.2256	0.5226	0.1996	4.0738	1	0.9016	0.074	0.5632
Metanolo	0.2653	0.3105	0.6019	0.1448	4.7408	0.855	1.444	0.157	0.6930

Tabella 5.2: Proprietà dei fluidi selezionati alla temperatura massima di 180°C.

Al fine di giungere alla scelta del fluido di lavoro, è stato implementato un trade-off, utilizzando come figure di merito le quattro figure esposte nel paragrafo 3.2. Nella tabella 5.2 sono stato mostrati i valori delle proprietà dei fluidi candidati, reperibili nell'Handbook della Nasa; inoltre sono state anche ripotate le varie figure di merito calcolate per i fluidi candidati.

	$M_{\Delta p}$ x 10^{11}	M_{power} x 10^{20}	N_l 22x 10^{10}	H_l x 10^{-6}
Acetone	3.1098	0.66212	0.62930	0.56730
Freon-11	1.0694	0.14628	0.35	0.407
n-Eptano	1.07	0.13962	0.70220	1.1
Metanolo	8.97	4.0286	3.5720	1.1750

Tabella 5.3: Valori delle figure di merito per i fluidi candidati.

Dal trade-off effettuato, il fluido selezionato risulta essere il metanolo (le sue 4 figure di merito sono più alte rispetto a quelle degli altri fluidi presi in considerazione). Quest'ultimo, inoltre è caratterizzato dal coefficiente di conducibilità termica più alto tra i fluidi candidati, e ciò permette un più efficiente scambio termico (in quanto, il coefficiente di scambio termico convettivo tra fluido e parete, è direttamente proporzionale alla conducibilità termica del fluido stesso, come

visibili dall'equazione (4.41) consentendo di dissipare la potenza termica con una lunghezza del condensatore inferiore rispetto agli altri fluidi candidati. Inoltre, consente di trasportare il calore da dissipare con la minor portata di vaporizzazione rispetto agli altri fluidi proposti, in quanto caratterizzato dal valore del calore latente maggiore.

Altre proprietà del metanolo sono di seguito riassunte (a 180°C)

Proprietà	Cp,l J/NK	Cp,v J/NK	$Pr_{,l}$	$Pr_{,v}$
Valore	389.4	101.94	2.12	4.85

Tabella 5.4: Proprietà del metanolo (a 180°C)

Il numero di Prandtl è stato così calcolato:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \tag{5.1}$$

5.3 Selezione materiali

Una volta selezionato il fluido di lavoro, si è passati alla selezione del materiale dei vari tratti di circuito, nonché dei componenti dello stesso, in accordo ai risultati riportati nelle tabelle 3.1 e 3.2. I materiali con cui il metanolo risulta compatibile, tra quelli maggiormente utilizzati per applicazioni di questo tipo in accordo ai dati disponibili in letteratura, sono: rame, nickel e acciaio inossidabile. Il rame è stato selezionato come materiale per il case dell'evaporatore e per il fascio tubiero costituente il condensatore (incluso il subcooler) e per le alette del condensatore, essendo il materiale con la più alta conducibilità tra quelli selezionati. L'utilizzo di questi materiale per tali componenti favorisce sia il processo di assorbimento della potenza termica in ingresso all'evaporatore (conduzione attraverso le pareti dell'evaporatore e le scanalature del case), sia il processo di dissipazione del calore, facilitando il passaggio di quest'ultimo, per mezzo della

conduzione, dal condensatore alle alette e all'interno di queste ultime (in termini fisici, la conduttanza dei percorsi termici citati in precedenza è più alta) permettendo in questo modo la possibilità di dover impiegare una lunghezza del condensatore inferiore. Da sottolineare che tale scelta ha lo svantaggio di essere penalizzante in termini di peso complessivo del sistema, data l'elevata densità del rame, nonché in termini di aumento delle perdite per conduzione assiale del calore nell'evaporatore. Il materiale scelto per il wick è il nickel; come spiegato nel Capitolo 3, al fine di minimizzare gli effetti della conduzione del calore assiale è conveniente adottare un materiale per il wick caratterizzato da una bassa conducibilità termica. Quindi a primo approccio, l'acciaio inossidabile sembrerebbe essere la miglior soluzione, in quanto materiale caratterizzato dalla minore conducibilità termica. Il problema potrebbe sorgere in quanto una bassa conducibilità provocherebbe una resistenza termica di conduzione molto elevata per il flusso di calore, o in altri termini, un "ponte termico", limitando il processo di vaporizzazione del fluido sulla superficie esterna del wick. Per questo è stato scelto il nickel, caratterizzato da una conducibilità termica non elevatissima, ma nemmeno così bassa come quella dell'acciaio inossidabile; inoltre, il nickel è il materiale più usato, come si può verificare in letteratura. Infine, come materiale per la linea del fluido bifase e la linea del liquido è stato adottato l'acciaio inossidabile (in particolare Acciaio inox 304), essendo il materiale più leggero tra quelli compatibili col metanolo, nonché quello avente la conducibilità termica minore, con capacità di ridurre le perdite per conduzione assiale nelle pareti di tali linee del circuito.

In tabella 5.5 sono state riportate le proprietà fisiche/meccaniche dei materiali scelti .

	ρ_m $\left[\frac{\mathrm{Kg}}{\mathrm{m}^3}\right]$	σ_{ult} $\left[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2}\right]$	$k_{th,m}$ $\left[\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{mK}}\right]$
Rame	8960	124105631.3	391
Nickel	8902	$5{,}377 \cdot 10^8$	75
Acciaio inossidabile 304	7600	496422525	15.6

Tabella 5.5: Proprietà fisiche dei materiali scelti (180°C).

Le ipotesi formulate per il dimensionamento delle architetture dei due circuiti e la stima della caduta di pressione nei vari tratti degli stessi, nel caso ideale, sono le seguenti:

- Tubi lisci;
- Regime di moto stazionario per il flusso nel circuito;
- Wick saturo di liquido;
- La pompa lavora alla sua velocità massima (punto di funzionamento fisso) in quanto la portata da far circolare è quella massima (punto di lavoro funzionamento fisso).
- La linea che collega evaporatore e condensatore, il tratto del condensatore, ad esclusione del subcooler, e l' accumulatore contengono al loro interno fluido bifase;
- Titolo di vapore costante tra ingresso e uscita della regione bifase del condensatore;
- Flusso anulare nel condensatore e nella linea bifase;
- Nello scrivere il bilancio di pressioni per ricavare la caduta di pressione nel circuito si sono trascurate le cadute di pressione dovute alla variazione di quantità di moto che subisce il fluido, nonché le cadute di pressione dovute agli sforzi di attrito che si generano a causa della differente velocità tra fase liquida e fase vapore nelle linee dove è presente fluido bifase.

5.4 Dimensionamento preliminare

5.4.1 Architettura tradizionale-Caso ideale

La prima architettura analizzata è stata quella tradizionale, descritta nel capitolo 3. Qui di seguito è stata riportato uno schema semplificato del rover con le diverse linee che costituiscono il circuito.

Nella tabella 5.6 sono stati riportate le lunghezze dei vari tratti di circuito:

TRATTO	FLUIDO	Lunghezza L [m]
12	Liquido	1.6
22’	Liquido	0.2
2’3	Evaporatore	0.7
34	Bifase	3.8
57	Liquido	3.2
17	Liquido	1.5
45 (Condensatore+Subcooler)	Bifase+Liquido	2.88
Linea totale liquido	Liquido	7
Linea totale bifase	Bifase	6.18
Linea circuito		13.18

Tabella 5.6: Lunghezze tratti del circuito (architettura tradizionale).

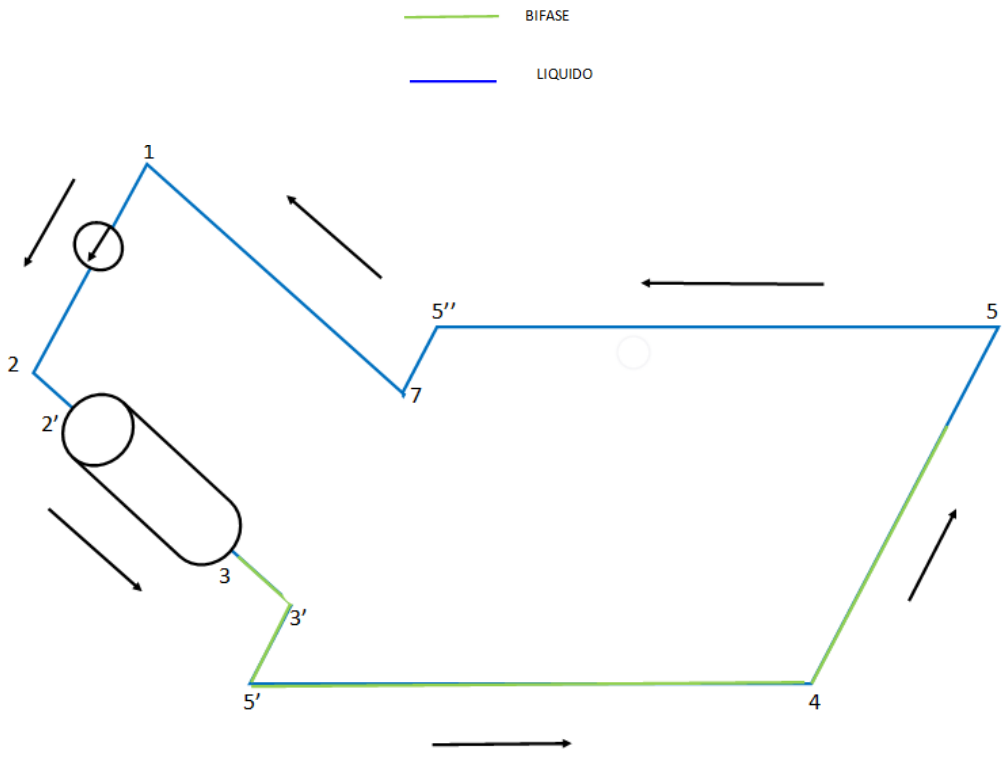


Figura 5.1: Schematizzazione circuito (architettura tradizionale)

Il diametro interno, essendo analisi preliminare, è stato scelto uguale per tutti i tubi del circuito:

$$D_i = 10 \text{ mm}$$

Noto il diametro, l'area trasversale del tubo è pari a:

$$A = 7.854\ 10^{-5}\ m^2$$

Per quanto riguarda l'evaporatore, quest'ultimo è stato scelto di forma cilindrica. La struttura capillare scelta per il wick consiste una "rete metallica quadrata" (square wire mesh), caratterizzata da fili aventi diametro pari alla distanza tra gli stessi, come visibile in figura 5.2: Le scanalature per il passaggio del vapore sono di forma rettangolare, e sono ricavate nel case dell'evaporatore.

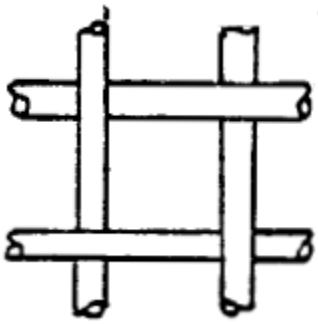


Figura 5.2: Struttura capillare "Rete metallica quadrata" [].

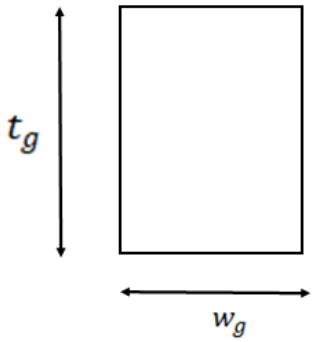


Figura 5.3: Scanalatura nel case dell'evaporatore.

Di seguito sono state riassunte le proprietà dell'evaporatore, del wick e delle scanalature.

- **EVAPORATORE**

  - Diametro interno: $D_{ev} = 0.15\ m$;
  - Lunghezza: $L_{ev} = 0.70$ m

- **WICK**

  - Raggio pori: $r_p = 8\ 10^{-6}$ m
  - Diametro interno: $D_{wick,i} = 0.05$ m;
  - Diametro esterno: $D_{wick,O}$ =0.15 m;
  - Lunghezza: $L_{pw} = 0.66$ m;
  - Porosità: $\varepsilon = 55\%$;
  - Permeabilità K= $9.6\ 10^{-13}\ m^2$
  - $k_{wick} = 2.74$ W/mK

- **SCANALATURE**

  - Numero scanalature: $n = 20$;
  - Altezza: $t_g = 0.01$m;
  - Larghezza: $w_g = 0.015\ m$;
  - Lunghezza $L_{vg} = 0.65$ m;
  - Lunghezza efficace $L_{vg,eff} = 0.3250$ m
  - Diametro idraulico: $D_{h,vg} = 0.012$ m

Lo spessore dei vari componenti è stato calcolato nel seguito della trattazione.

Per il calcolo della permeabilità riportato in precedenza, è stata adottata la seguente legge empirica che compete alla tipologia di struttura del wick selezionata **[20]:**

$$K = \frac{d^2 \varepsilon^3}{122(1-\varepsilon)^3} \tag{5.2}$$

mèPrima di procedere nel dimensionamento dei circuiti, è stato utile calcolare alcune proprietà del fluido di lavoro;
La densità omogenea del fluido bifase, ricordando la (3.27), è pari a:

- **Linea bifase**: $\rho_{Hb} = 906.3$ N/m^3;
- **Condensatore**: $\rho_{Hc} = 490.8$ N/m^3;

Altre grandezze utili nel proseguo della trattazione sono:

- Viscosità equivalente fluido nel condensatore:

$$\mu_{eq,c} = X_c\mu_v + (1 - X_c)\mu_l = 6.42\ 10^{-4}\ \text{Pa·sec}$$

- Viscosità equivalente fluido linea bifase:

$$\mu_{eq,b} = X_b\mu_v + (1 - X_b)\mu_l = 4.3\ 10^{-4}\ \text{Pa·sec}$$

- Calore specifico equivalente del fluido nel condensatore:

$$Cp_{eq,c} = X_c cp_v + (1 - X_c) = 303.2\ \text{J/NK}$$

- Calore specifico equivalente del fluido nella linea bifase:

$$Cp_{eq,b} = X_b cp_v + (1 - X_b)cp_l = 216.9\ \text{J/NK}$$

- Numero di Prandtl equivalente del fluido nella linea bifase:

$$Pr_{eq,b} = \frac{\mu_{eq,b} Cp_{eq,b}}{k_{th,f}} = 0.6$$

- Numero di Prandtl equivalente del fluido nel condensatore:

$$Pr_{eq,c} = \frac{\mu_{eq,c} Cp_{eq,c}}{k_{th,f}} = 1.24$$

5.4.1.2 Stima caduta di pressione nel circuito

Il primo caso considerato è stato quello ideale.
La portata di vaporizzazione è stata calcolata nota la potenza termica in ingresso all'evaporatore e il calore latente del metanolo:

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}}{\lambda} = 0.0260\ N/sec$$

Al fine del calcolo delle cadute di pressione, è stato necessario ricavare i numeri di Reynolds nei vari tratti del circuito. Per calcolare questi ultimi, è stato necessario prima di tutto procedere con il calcolo delle velocità.

Per il calcolo della caduta di pressione nel circuito, è stata utilizzata l'equazione (3.12), considerando tutti i termini coinvolti: perdite concentrate, distribuite e perdite per gravità. Queste ultime costituiscono una perdita se il fluido passa da una quota più bassa a una più alta; viceversa, se il liquido passa da una quota più alta a una più bassa, il termine costituisce un incremento di pressione. Nello scrivere il bilancio di pressione, è stata adottata la seguente convenzioni di segno: le cadute di pressione dovute all'attrito (distribuite) acquisiscono il segno meno, in quanto perdite, così come quelle concentrate; le variazioni di pressione dovute al campo gravitazionale presentano il segno meno, con le quote espresse con il segno di competenza; in questo modo, se la variazione di quota è negativa, il termine costituirà un incremento di pressione; viceversa, se positivo; l'incremento di pressione fornito dalla pompa e il pompaggio capillare presentano il segno più, in quanto incrementi. Bisogna precisare che la lunghezza del condensatore inserita è stata ricavata con un bilancio termico effettuato nel dimensionamento del circuito nel caso reale (e inserito nel caso ideale per fare un confronto alla pari), come esposto nel proseguo della trattazione. Per la stima della caduta di pressione nel fluido bifase è stato adottato il modello Friedel, in quanto

$$\frac{\mu_l}{\mu_v} < 1000$$

In accordo alla figura 5.1, il bilancio di pressioni è il seguente:

$$\Delta p_{pompa} + \Delta p_{cap} - \Delta p_{g,tot} - |\Delta p_{concentrate}| - |\Delta p_{linea}| - |\Delta p_{vg}| - |\Delta p_{wick}| = 0 \quad (5.3)$$

Dove la caduta di pressione lungo la linea del circuito, $|\Delta p_{linea}|$, è data dalla somma della caduta di pressione (perdite distribuite) lungo la linea del fluido bifase, lungo la linea del condensatore, subcooler e lungo la linea del liquido. L'incognita nell'equazione è l'incremento di pressione della pompa. Il pompaggio capillare è stato calcolato con l'equazione (3.29) ed è pari a

$$\Delta p_{cap} = 1.73\ E3\ Pa$$

Le perdite per gravità sono date, come visto nell'equazione (3.12), dal termine:

$$\Delta p_g = \rho g \Delta z \tag{5.4}$$

Il totale delle perdite per gravità, $\Delta p_{g,tot}$ è dato dalla somma dei vari contributi nelle varie linee caratterizzate da una certa pendenza:

$$\Delta p_{g,tot} = 7.94E3\ Pa$$

La caduta di pressione dovuta al passaggio del liquido nel wick è stata stimata utilizzando l'equazione (3.28), ed è pari a:

$$\Delta p_{wick} = 2.15\ bar$$

Le perdite distribuite sono state stimate, ricordando l'equazione (3.12) , come:

$$\Delta p_{distribuite} = \rho f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \tag{5.5}$$

Tale equazione è stata specializzata per i diversi tratti dello stesso, in base alla tipologia di fluido presente (liquido/bifase), dove al variare del numero di Reynolds del tratto considerato, il fattore di attrito f assume le forme presentate nel paragrafo 3.1. In particolare, per quanto riguarda la caduta di pressione in un fluido bifase, per prima cosa sono stati calcolati i vari coefficienti empirici per il calcolo del fattore moltiplicativo; il valore del titolo di vapore all'interno del condensatore è stato supposto costante è pari al valore medio tra il titolo in ingresso (assunto pari a 0.6 per la linea bifase) e il valore in uscita dal tratto bifase del condensatore (pari a zero, in quanto tutto il liquido condensa).Tutti i dettagli del calcolo dei vari contributi alle cadute di pressioni (per gravità, per attrito), nonché dettagli sul calcolo dei vari coefficienti coinvolti nelle varie formule, tra cui quelli relativi alla caduta di pressione nel fluido bifase, sono stati riportati in Appendice E.

La caduta di pressione lungo la linea risulta pari a:

$$\Delta p_{linea} = 1.9\ E3\ Pa$$

La stima delle perdite concentrate, ricordando l'equazione (3.12), è pari a:

$$\Delta p_{concentrate} = \rho K \frac{V^2}{2} \tag{5.6}$$

I valori dei K sono stati assegnati in base al tipo di gomito, raccordo o tratto curvilineo. La velocità da inserire nella formula è quella di ingresso nel relativo gomito, rientranza, raccordo. I dettagli del calcolo e dei valori di k assegnati sono stati riportati nell'Appendice E .

Il totale delle perdite concentrate è pari a:

$$\Delta p_{concentrate} = 126.2\ Pa$$

La caduta di pressione nella regione di passaggio del vapore nell'evaporatore è stata calcolata utilizzando l'equazione (5.4), specializzandola in accordo a quanto esposto nel paragrafo 3.1.4 , ed è risultata pari a :

$$\Delta p_{vg} = 0.3\ Pa$$

Pertanto, inserendo i vari termini nel bilancio di pressione (5.3) è stato ottenuto l'incremento di pressione che dovrebbe fornire la pompa in un caso ideale senza perdite termiche:

$$\Delta p_{pompa,id} = 2.2\ bar$$

5.4.1.3 Calcolo spessore componenti del circuito

Il calcolo dello spessore dei vari componenti del circuito è stato effettuato in accordo al codice ASME, il quale prevede che la massima pressione operativa in tubo è quella per cui la parte più

critica dello stesso raggiunge un quarto della tensione di rottura del materiale in cui è fatto (σ_{ult}) **[20].** Per il calcolo dello spessore è stata utilizzata la formula della tensione circonferenziale per un cilindro:

$$\sigma_{\Theta} = \frac{p_i r_m}{t} \tag{5.7}$$

Dove:

- σ_{Θ} è la tensione circonferenziale che si sviluppa nel cilindro;
- p_i è la pressione all'interno del cilindro;
- t spessore delle pareti;
- $r_m = \frac{r_i + r_O}{2}$ raggio medio del tubo (ri e r_O raggio interno ed esterno).

Pertanto, si è imposto che la pressione all'interno del tubo fosse minore della pressione massima, corrispondente alla pressione di vapore del fluido di lavoro del circuito alla temperatura massima; e che la tensione fosse pari a un quarto la tensione di rottura, nel seguente modo:

$$\frac{1}{4}\sigma_{tu} = \frac{p_v t}{r} \tag{5.8}$$

Avendo imposto che la pressione all'interno del circuito fosse al più uguale alla pressione di vapore

$$p < p_{max} = p_v \tag{5.9}$$

e che la tensione circonferenziale fosse pari ad un quarto la tensione di rottura del materiale:

$$\sigma_{\theta} = \frac{\sigma_{ult}}{4} \tag{5.10}$$

del componente; esprimendo r in funzione dello spessore,

$$r = \frac{r_i + r_O}{2} = \frac{r_i + r_i + t}{2} = \frac{2r_i + t}{2} \tag{5.11}$$

sostituendo la (5.11) nella (5.8) e rielaborando quest'ultima, dopo una serie di passaggi matematici si è pervenuti all'espressione per lo spessore

$$t \leq \frac{2p_v D_i}{\sigma_{tu} - 2p_v} \tag{5.12}$$

Notare come sia stato fatto comparire il diametro al posto del raggio $r_i = \frac{D_i}{2}$. Gli spessori sono stati dimensionati imponendo l'uguaglianza, i relativi valori sono stati riportati in tabella 5.7 , dopo aver sostituito i valori di competenza di ciascun componente in base al tipo di materiale:

Componente	Materiale	t [mm]
Linea bifase e linea liquido	Acciaio inossidabile (304)	0.1
Condensatore, subcooler	Rame	0.45
Evaporatore	Rame	6.7

Tabella 5.7: Spessori delle pareti dei tubi nei vari tratti del circuito

5.4.1.4 Dimensionamento accumulatore e fluid inventory

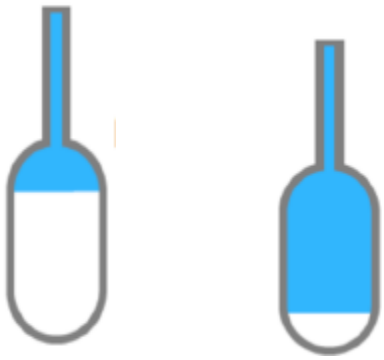
Il dimensionamento dell'accumulatore segue la stessa logica del dimensionamento di una camera di compensazione per un circuito LHP.

Come già affermato nei paragrafi precedenti, l'accumulatore deve assorbire la variazione del volume di fluido tra caso freddo e caso caldo; pertanto, il minimo volume dell'accumulatore deve essere tale da poter contenere il minimo volume di fluido necessario a compensare le oscillazioni

tra caso caldo e freddo. Il dimensionamento dell'accumulatore deve soddisfare le seguenti due condizioni **[26]:**

- L'accumulatore deve accogliere una quantità di fluido addizionale quando l'intero circuito è completamente riempito di liquido, come potrebbe esserlo all'avvio nel caso freddo;
- Deve inoltre immagazzinare un certo volume di vapore quando il circuito opera nel caso caldo.

Le 2 condizioni sono raffigurate nelle figure 5.2 e 5.3:



(a) (b)

Figura 5.4: Condizioni operative per il dimensionamento dell'accumulatore. a) Caso freddo; b) Caso caldo **[26].**

In termini di inventario di fluido, le 2 precedenti condizioni si traducono imponendo che la massa totale di fluido nel caso caldo e freddo siano uguali:

$$M = \rho_{l,cold}\left[Vol_{,ll} + Vol_{,pw} + Vol_{,sub} + \alpha Vol_{,Acc}\right] + \rho_{v,cold}\left[Vol_{,vg} + (1-\alpha)Vol_{,Acc}\right] + \rho_{HC,cold}Vol_{,condenser} + \rho_{Hb,cold}Vol_{,lb} \quad 5.13$$

Dove α è la frazione di liquido presente nell'accumulatore. Nel contempo la massa di fluido deve verificare la seguente condizione nel caso caldo:

$$M = \rho_{l,hot}\left[Vol_{,ll} + Vol_{,pw} + Vol_{,sub} + \beta Vol_{,Acc}\right] + \rho_{v,hot}\left[Vol_{,vg} + (1-\beta)Vol_{,Acc}\right] + \rho_{Hc,hot}Vol_{,condenser} + \rho_{Hb,hot}Vol_{,lb} \quad (5.14)$$

Dove β è la frazione di liquido presente nell'accumulatore.
I volumi dei vari tratti di circuito e componenti sono riportati in Tabella 5.8

Componente	Area trasversale $[m^2]$	Volume $[m^3]$
Linea liquido	A= $\pi\frac{D_i^2}{4} = 7.854 \cdot 10^{-5}$	$Vol_{,ll}$=AL_{ll}=5.1$\cdot 10^{-4}$
Linea Bifase	A= $\pi\frac{D_i^2}{4}$ =7.854 $\cdot 10^{-5}$	$Vol_{,lb} = AL_{lb} = 2.98 \cdot 10^{-5}$
Wick	$A_g = \frac{\pi}{4}\left(D_{wick,O}^2 - D_{wick,i}^2\right) =$ 0.0157	$Vol_{,pw} = A_w L_{pw} = 0.0104$
Scanalature passaggio vapore	$A_g = passot_g n_g$ =0.0017	$Vol_{,vg} = A_g L_{vg,eff} = 5.56 \cdot 10^{-4}$
Condensatore	A= $\pi\frac{D_i^2}{4} = 7.854 \cdot 10^{-5}$	$Vol_{,condenser} = AL_{lc}$ =1.8 7 $\cdot 10^{-4}$
Subcooler	A= $\pi\frac{D_i^2}{4}$=7.854$\cdot 10^{-5}$	$Vol_{,sub} = AL_{l,sub} = 3.93 \cdot 10^{-5}$

Tabella 5.8: Sezioni trasversali e volumi dei vari tratti/componenti del circuito (architettura tradizionale)

Uguagliando le due espressioni, noti i volumi dei vari tratti del circuito, dopo una serie di passaggi matematici è stato possibile ricavare il volume dell'accumulatore; noto quest'ultimo, sostituendolo in una delle due equazioni, si è ricavata la massa di fluido presente nel circuito, nonché il volume dello stesso:

$$Vol_{,Acc} = 0.0232\ m^3 = 23.2\ l$$

$$Vol_{,circuito} = \sum_i Vol_i = 0.035\ m^3 = 35\text{l}$$

$$\text{M} = 12.63\ \text{kg}$$

I valori di alfa e beta in generale sono scelti a discrezione del progettista. In letteratura, viene consigliato un valore per il parametro β non superiore a 0.5.I valori adottati in tale dimensionamento sono:

$$\alpha = 0.2$$

$$\beta = 0.4$$

Dato l'elevato volume dell'accumulatore, per un futuro dimensionamento di dettaglio, si reputa conveniente utilizzare più accumulatori in serie, da integrare nel circuito, al fine di ridurre l'ingombro.

Come affermato in precedenza, la lunghezza del condensatore inserita è stata ricavata a posteriori dopo aver effettuato il bilancio termico dell'aletta, seguito da un breve tratto di subcooler,, per un ulteriore raffreddamento del fluido.

5.4.2 Architettura tradizionale-Caso reale

Una volta effettuato il dimensionamento nel caso ideale, si è passati al dimensionamento del circuito nel caso reale, considerando che non tutta la potenza termica in ingresso viene assorbita dalla portata di vaporizzazione. Pertanto, si è sviluppato un modello di analisi di scambio termico per considerare le perdite termiche, al fine di calcolare la portata di vaporizzazione effettiva e il profilo di temperatura del fluido nelle linee del circuito. Le lunghezze delle linee del circuito e le dimensioni del circuito sono rimaste invariate rispetto al caso ideale.

Il modello sviluppato in questa sezione tiene conto delle varie perdite e degli scambi termici dei vari componenti del circuito, in accordo a quanto esposto nel Capitolo 4.

Nella seguente trattazione, sono state fatte le seguenti ipotesi:

- Tubi lisci;

- Modello di flusso incompressibile 1 D in regime stazionario; l'ipotesi di flusso incompressibile è giustificata in quanto la sua velocità è di molto inferiore a quella del suono all'interno del fluido stesso;
- Potenza termica applicata uniformemente all'evaporatore senza perdite verso l'ambiente esterno;
- L'accumulatore, il condensatore e la linea che collega l'evaporatore con il condensatore (linea 3'4) contengono fluido bifase;
- L'evaporazione del fluido avviene all'interfaccia liquido vapore sulla superficie esterna del wick;
- Wick saturo di liquido;
- Flusso anulare nel condensatore e nella linea bifase;
- Nello scrivere il bilancio di pressioni per ricavare la caduta di pressione nel circuito si sono trascurate le cadute di pressione dovute alle differenze di quantità di moto, nonché le cadute di pressione dovute agli sforzi di attrito che si generano a causa della differente velocità tra fase liquida e fase vapore nelle linee dove è presente fluido bifase (nell'Appendice C è stato mostrato come introdurre nel modello tali contributi)
- La caduta di pressione nel wick è molto più larga rispetto a quella del flusso nel cuore dell'evaporatore, che pertanto risulta trascurabile;
- Si è trascurata la conduzione assiale del calore lungo le pareti dell'evaporatore, le quali si sono considerate a temperatura costante;
- E' stato trascurato il calore assiale condotto all'interno del fluido;
- Le linee di trasporto del liquido scambiano calore con l'ambiente esterno solo per mezzo della convezione (si trascura il calore scambiato per irraggiamento);
- Il coefficiente di scambio termico convettivo tra parete esterna del tubo e ambiente circostante è stato assunto costante;
- Il trasferimento di calore per conduzione nel wick avviene solo in direzione radiale;
- La resistenza termica associata al cambiamento di fase nel condensatore è stata trascurata;
- Nello scrivere il bilancio termico per l'aletta, al fine di ricavare la lunghezza del condensatore (pari a quella della singola aletta), la temperatura del fluido è stata assunta costante e pari a quella di ingresso nel condensatore;

- Si è considerata uniforme la temperatura dell'aletta lungo la superficie della stessa; la variazione della T dell'aletta lungo la direzione trasversale può essere trascurata in quanto la dimensione trasversale è di molto inferiore rispetto alla lunghezza longitudinale (condensatore); tale ipotesi inoltre si giustifica data l'elevata conducibilità termica dell'aletta, che fa sì che la caduta di temperatura sia minima;
- Sono stati trascurati i picchi termici dovuti alle curvature presente nei condotti del circuito;
- Le alette scambiano calore per convezione e irraggiamento con l'ambiente esterno;

5.4.2.1 Modello di scambio termico

Evaporatore

Nell'analisi termica del circuito, sono stati implementati i concetti esposti nel capitolo 4. La potenza termica in ingresso all'evaporatore (Q_{in}) è trasferita al case dello stesso; successivamente, una parte di quest'ultima (Q_w) viene trasferita all'interfaccia liquido vapore sulla superficie esterna del wick:

$$Q_w = C_{we,if}\left(T_{w,ev} - T_{if,ev}\right) \tag{5.15}$$

mentre l'altra parte viene trasferita all'ambiente esterno per mezzo della convezione:

$$Q_{ev,a} = C_{ev,a}\left(T_{w,ev} - T_a\right) \tag{5.16}$$

Q_w a sua volta si divide nei seguenti contributi; una parte (Q_v) serve a far evaporare il liquido sulla superficie esterna del wick

$$Q_v = \dot{m}_v \lambda \tag{5.17}$$

un'altra parte è trasferita per conduzione verso la superficie interna del wick lungo la direzione radiale

$$Q_{radiale} = C_{radiale}\left(T_{if,ev} - T_{ev,in}\right) \tag{5.18}$$

mentre la restante parte

$$Q_{sensibile} = \dot{m}_v C_{p,l}\left(T_{if,ev} - T_{ev,in}\right) \tag{5.19}$$

è trasferita al liquido sottoraffreddato in ingresso all'evaporatore, al fine di far innalzare la sua temperatura dalla T di ingresso nell'evaporatore fino alla T di evaporazione. Pertanto, il sistema di equazioni che esprimono il bilancio termico all'evaporatore è il seguente:

$$\begin{cases} Q_{in} = Q_w + Q_{ev,a} \\ Q_w = Q_v + Q_{sensibile} + Q_{rad} \end{cases} \tag{5.20}$$

Sostituendo i termini si ottiene:

$$\begin{cases} Q_{in} = C_{we,if}\left(T_{w,ev} - T_{if,ev}\right) + C_{ev,a}\left(T_{w,ev} - T_a\right) \\ C_{we,if}\left(T_{w,ev} - T_{if,ev}\right) = \dot{m}_v\lambda + \dot{m}_v C_{p,l}\left(T_{if,ev} - T_{ev,in}\right) + C_{radiale}\left(T_{if,ev} - T_{ev,in}\right) \end{cases} \tag{5.21}$$

Il calcolo delle conduttanze è stato effettuato utilizzando le varie relazioni esposte nel capitolo 3, che descrivono i vari meccanismi di scambio termico; nonché è stata applicata l'analogia elettrotermica, come riportato nel proseguo della trattazione:

La conduttanza $C_{ev,a}$ è stata calcolata ricordando la (4.20)

$$C_{ev,a} = h_{ext} A_{ev,lat} = 2\pi r_{ext,ev} L_{ev} h_{ext} \tag{5.22}$$

Per il calcolo della conduttanza $C_{radiale}$, attraverso il wick, si è partiti dall'equazione della conservazione dell'energia del fluido all'interno del wick in stato stazionario, avendo ipotizzato l'equilibrio termico tra fluido e wick **[35]:**

$$\rho C_{pl} u_r \varepsilon \frac{dT}{dr} = k_{wick} \left[\frac{1}{r}\frac{d}{dr}\left(r\frac{dT}{dr}\right)\right] \tag{5.23}$$

Dove u_r è la velocità radiale, calcolata nel seguente modo:

$$u_r = \frac{\dot{m}}{\rho_l A_{wick} \varepsilon} = \frac{\dot{m}}{\rho_l 2\pi L_{wick} \varepsilon} \tag{5.24}$$

Definendo il parametro η

$$\eta = \frac{\dot{m} C_{pl}}{2\pi k_{wick} L_{wick}} \tag{5.25}$$

Sostituendo la (5.25) nella (5.23), l'equazione diventa:

$$\frac{dT^2}{dr^2} + \frac{1}{r}(1-\eta)\frac{dT}{dr} = 0 \tag{5.26}$$

Quest'ultima è stata risolta imponendo le seguenti condizioni al contorno:

$$\begin{cases} T(r)|_{r=r_{wick,O}} = T_O \\ T(r)|_{r=r_{wick,i}} = T_i \end{cases} \tag{5.27}$$

Risolvendo analiticamente l'equazione differenziale, si è ottenuta la distribuzione di temperatura nel wick:

$$T(r) = \left[\frac{T_O - T_i}{\left(\frac{r_{wick,O}}{r_{wick,i}}\right)^{\eta} - 1}\right]\left(\frac{r}{r_{wick,i}}\right)^{\eta} - \frac{T_O - T_i\left(\frac{r_{wick,O}}{r_{wick,i}}\right)^{\eta}}{\left(\frac{r_{wick,O}}{r_{wick,i}}\right)^{\eta} - 1} \tag{5.28}$$

La perdita di calore radiale per conduzione nel wick è stata ricavata derivando l'equazione (5.28) e imponendo come condizione al contorno il valore sulla superficie interna del wick.

La conduttanza radiale del wick è stata calcolata come:

$$C_{radiale} = \frac{k_w A_i}{(T_0 - T_i)} \times \left(\frac{dT}{dr}\right)\Big|_{r=r_{wick,i}} = \frac{\dot{m} C_{pl}}{\left(\frac{r_{wick,O}}{r_{wick,i}}\right)^{\eta} - 1} \tag{5.29}$$

Nella formula precedente, la conducibilità equivalente del wick è stata calcolata nel seguente modo **[35]:**

$$k_{wick} = (k_{max})^m (k_{min})^{1-m} \qquad 0.42 < m < 0.5 \tag{5.30}$$

Dove:

$$k_{max} = \varepsilon k_f + (1 - \varepsilon) k_s \tag{5.31}$$

$$k_m = \frac{k_f k_s}{[\varepsilon k_s + (1 - \varepsilon) k_f]} \tag{5.32}$$

L'espressione della conduttanza radiale attraverso il wick tiene inoltre conto del calore scambiato per convezione tra fluido e wick.
In figura 5.5 è mostrata una porzione della sezione dell' evaporatore:

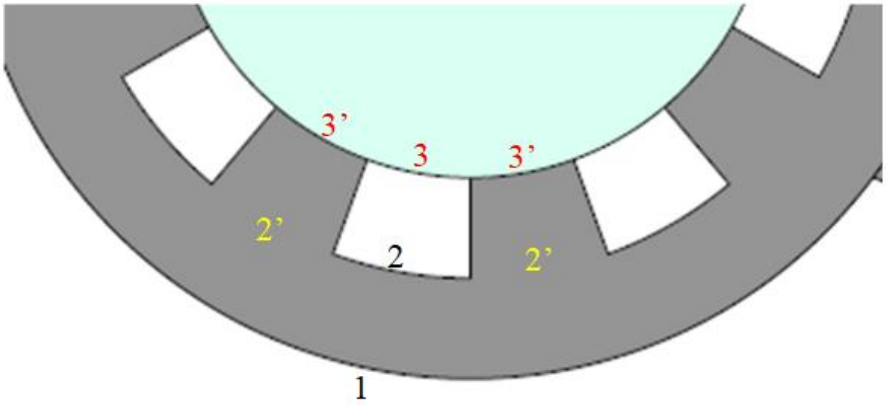


Figura 5.5: Tratto della sezione dell'evaporatore.

In particolare, il trasferimento del calore dal case dell'evaporatore verso la superficie interna del wick è la combinazione di diverse modalità di trasferimento del calore:

- Conduzione attraverso lo spessore della parete dell'evaporatore;
- Conduzione nelle scanalature dell'evaporatore;
- Convezione tra vapore e superficie esterna del wick;

La rete elettrica che descrive il percorso termico del calore nel sistema case-superficie esterna del wick, in termini di resistenze, è mostrata in figura 5.6:

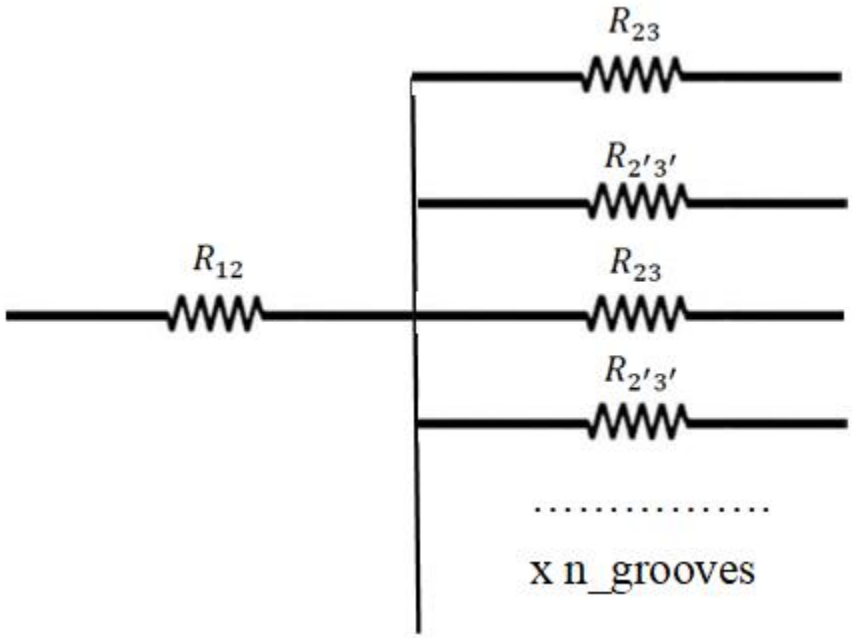


Figura 5.6: Analogia elettrotermica per il sistema parete evaporatore-vapore/scanalature.

La conduzione attraverso la parete dell'evaporatore è esprimibile ricordando l'equazione (4.19)

$$C_{12} = \frac{2\pi L_{ev} k_{ev}}{\ln\left(\frac{r_{ev,ext}}{r_{ev,i}}\right)} \tag{5.33}$$

In egual modo, la conduzione attraverso le scanalature dell'evaporatore, ricordando la legge di Fourier, è la seguente:

$$C_{2'3'} = k_g \frac{A_{groove}}{L_{vg}} = k_g \frac{L_g w_{vg}}{t_g} \tag{5.34}$$

Mentre il trasferimento di calore per convezione tra le pareti dell'evaporatore/scanalature e il vapore è calcolabile con la formula (4.20):

$$C_{23} = h_g A_{vap,lat} \tag{5.35}$$

Con h_g calcolato con l'equazione (4.41), sostituendo il diametro idraulico di ogni scanalatura e la conducibilità termica del vapore. L'area laterale di passaggio del vapore è stata approssimata dopo aver ricavato il passo tra le varie scanalature, secondo la seguente equazione:

$$\frac{\pi D_{wick,O}}{(w + passo)} = n_g \tag{5.36}$$

Per cui è stato possibile ricavare l'area laterale di passaggio del vapore:

$$A_{vap,lat} = 2(passo \cdot L_g + t_g L_g) \tag{5.37}$$

Essendoci un numero di scanalature pari a n_g, la conduttanza equivalente del percorso termico di convezione tra pareti e vapore e percorso termico di conduzione all'interno delle scanalature è la seguente (considerando che le conduttanze relative ai due percorsi sono tra loro in parallelo)

$$C_{2'3'tot} = (C_{2'3'} + C_{23})n_g \tag{5.38}$$

Pertanto, la conduttanza totale equivalente del percorso termico dalla parete dell'evaporatore fino alla superficie esterna del wick è la seguente (conduttanza equivalente della serie C_{12} e $C_{2'3'tot}$)

$$C_{we,if} = \frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2'3'tot}} + \frac{1}{C_{12}}\right)} \tag{5.39}$$

Calcolo variazione temperatura del fluido

La variazione della temperatura del fluido lungo i vari tratti del circuito è ricavabile integrando la seguente equazione differenziale:

$$-\dot{m}C_{p_f}\frac{dT}{dx} = C_L(T - T_a) \tag{5.40}$$

Con C_L conduttanza per unità di lunghezza del generico tratto del circuito

Integrando per parti, si ottiene l'andamento della temperatura in funzione della coordinata x:

$$T = T_a + (T_i - T_a)e^{-\alpha\Delta x} \tag{5.41}$$

Con

$$a = \frac{C_L}{\dot{m}C_{p_f}} \tag{5.42}$$

Da sottolineare il fatto che, l' equazione (5.40) è risolvibile analiticamente, fornendo come soluzione l'equazione (5.41) solo nel caso di C_L costante non funzione della temperatura; come si vedrà nel seguito, nei tratti dove non è trascurabile il meccanismo di scambio termico dell'irraggiamento (condensatore e subcooler), C_L è dipendente dalla quarta potenza della temperatura dell'aletta e dalla T ambiente, risultando un'equazione differenziale non lineare; pertanto è stato necessario risolvere quest'ultima in maniera iterativa implementando nel codice matlab la funzione fsolve. Questa equazione è stata specializzata per i diversi tratti del circuito, considerando come dato di imput la temperatura di ingresso nel tratto considerato, e come incognita la temperatura nel punto finale del medesimo tratto; Δx è la lunghezza del tratto

considerato. Maggiori dettagli verranno esposti nell'Appendice E.

Per quanto riguarda il calcolo della conduttanza per unità di lunghezza globale, si è fatto ricorso all'analogia termoelettrica. In particolare, considerando un generico tubo, il calore dal fluido è trasferito verso la parte interna del tubo per mezzo della convezione; successivamente il calore è trasportato per conduzione attraverso la parete del tubo, per essere infine emesso verso l'esterno per mezzo della convezione. Pertanto, la conduttanza globale per unità di lunghezza è data dall'equivalente di tre conduttanze in serie, come mostrato (in termini di resistenze) in figura 5.7

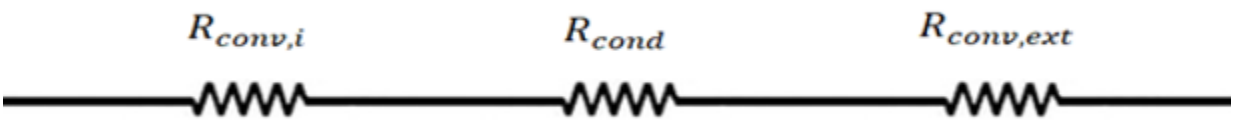


Figura 5.7: Analogia elettrotermica per il sistema fluido-tubo-ambiente esterno.

Ricordando quanto esposto nel capitolo 3, la conduttanza globale per unità di lunghezza è calcolabile nel seguente modo:

$$\frac{1}{C_L} = \frac{1}{h_i \pi D_i} + \frac{ln\left(\frac{r_{ext}}{r_i}\right)}{2\pi k_{linea}} + \frac{1}{h_{ext} \pi D_{ext}} \tag{5.43}$$

Da cui si ricava che:

$$C_L = \frac{1}{\left(\frac{1}{C_L}\right)} \tag{5.44}$$

I vari coefficienti di scambio termico convettivo sono stati calcolati in base al tipo di fluido e al regine di moto nel tratto di circuito considerato, in accordo a quanto esposto nel Capitolo 4; maggiori dettagli sono stati riportati in Appendice E.

Condensatore/subcooler

Il condensatore (e il subcooler) consiste in tubi ripiegati alettati esternamente, con alettatura disposta longitudinalmente. Le alette sono state scelte di forma rettangolare, in rame, rivestiti da una vernice bianca, caratterizzata da un alto rapporto $\frac{a}{\varepsilon}$, al fine di massimizzare il calore emesso per irraggiamento dalle stesse, limitando nel contempo la quantità di radiazioni assorbite (solari, planetarie).

La scelta delle alette è giustificata dal fatto di essere un sistema passivo, e pertanto non richiedono potenza termica per poter funzionare; sono un sistema relativamente semplice, leggero rispetto alle altre tipologie di scambiatori, nonché poco ingombranti, capaci di dissipare grandi quantità di calore verso l'ambiente esterno tramite il meccanismo dell'irraggiamento e della convezione.

In quanto analisi preliminare, nel calcolo delle conduttanze delle alette sono stati trascurati i termini legati ai raggi infrarossi (IR) emessi dal pianeta, il contributo della radiazione di albedo e l'irradianza solare marziana incidente sulle alette, avendo ipotizzato la presenza di opportuni dispositivi e sistemi di copertura adeguati a schermare tali superfici da tali carichi termici ambientali.

Le caratteristiche geometriche della singola aletta sono le seguenti:

- Numero alette: $n_{alette} = 6$;
- Altezza: $H_{aletta} = 1.5\ cm$;
- Spessore: $t_{aletta} = 0.6$ mm;
- Conducibilità: $k_{aletta} = 390 \frac{W}{mK}$;
- Efficienza: $\eta_{aletta} = 0.92$;
- Emissività vernice bianca: $\varepsilon = 0.8$;
- Assorbanza vernice bianca: $a = 0.2$;

In virtù di un a relativamente basso, l'ipotesi introdotta di trascurare i carichi termici marziani trova ulteriore giustificazione. Il numero di alette adottate garantisce una distanza tra le stesse tale da poter essere trascurato il mutuo irraggiamento tra le stesse.

In figura 5.8 è mostrato un tratto di condensatore con la un'aletta ad essa collegata:

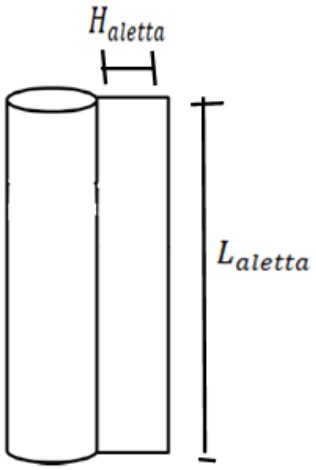


Figura 5.8: Tratto di condensatore con annessa aletta collegata.

La conduttanza totale per unità di lunghezza del condensatore (analogamente per il subcooler) è data dalla conduttanza equivalente della rete termoelettrica presentata in figura 5.9 (rete in termini di resistenza).

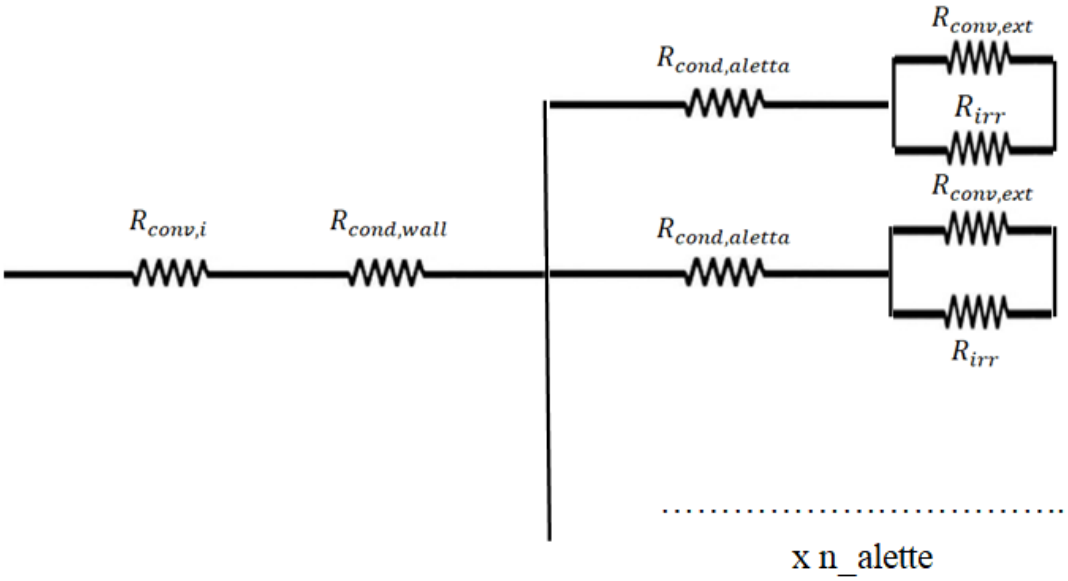


Figura 5.9: Analogia elettrotermica applicata al sistema fluido-tubo-alette-ambiente esterno.

Il calore viene trasferito dal fluido verso la parete interna del tubo; lo stesso viene poi trasportato per conduzione attraverso le pareti del tubo; successivamente il calore viene trasportato per conduzione attraverso le alette, ed infine viene espulso verso l'ambiente esterno per mezzo della convezione e dell'irraggiamento. In riferimento alla figura 5.9, jla conduttanza equivalente per unità di lunghezza tra fluido e parete esterna del tubo è stata calcolata nel seguente modo:

$$\left(\frac{1}{C_L}\right)_{f-tubo,ex} = \frac{1}{C_L_{f,tubo}} + \frac{1}{C_L_{tubo}} = \frac{1}{h_i \pi D_i} + \frac{ln\left(\frac{r_{ext}}{r_i}\right)}{2\pi k} \tag{5.45}$$

Da cui:

$$(C_L)_{f-tubo,ext} = \frac{1}{\left(\frac{1}{C_L}\right)_{f-tubo,ex}} \tag{5.46}$$

Considerando la singola aletta, l'equivalente delle due conduttanze in parallelo per unità di lunghezza (convezione e irraggiamento verso l'esterno) è esprimibile nel seguente modo:

$$(C_L)_{ext} = (C_L)_{conv} + (C_L)_{irr} \tag{5.47}$$

Con

$$(C_L)_{conv} = 2H_{aletta} h_{ext} \eta_{aletta} \tag{5.48}$$

$$(C_L)_{irr} = 2\varepsilon\sigma H_{aletta}(T_{aletta}^2 + T_{ext}^2)(T_{aletta} + T_{ext}) \tag{5.49}$$

Inoltre, la conduttanza per unità di lunghezza all'interno dell'aletta è esprimibile come:

$$(C_L)_{aletta} = \frac{k_{aletta} t_{aletta}}{H_{aletta}} \tag{5.50}$$

Pertanto, la conduttanza equivalente del sistema singola aletta-ambiente esterno è la seguente :

$$(C_L)_{aletta_ext} = \frac{1}{\left(\frac{1}{(C_L)_{aletta}} + \frac{1}{(C_L)_{f-tubo,ext}}\right)} \tag{5.51}$$

Essendoci un numero di alette pari a n_{alette}, è stato possibile calcolare la conduttanza totale della sottorete alette-ambiente esterno:

$$(C_L)_{alette_ext} = n_{alette}(C_L)_{aletta_ext} \tag{5.52}$$

Da cui la conduttanza totale della rete condensatore/subcooler risulta:

$$(C_L)_{f_ext} = \frac{1}{\left(\frac{1}{(C_L)_{f-tubo,ext}} + \frac{1}{(C_L)_{alette_ext}}\right)} \tag{5.53}$$

Nelle espressioni della conduttanza, bisogna considerare i parametri propri del tratto di circuito considerato. In particolare, i coefficienti di scambio termico convettivo variano in base alla tipologia di fluido proprio di quel tratto.

La lunghezza necessaria a far condensare il fluido nel condensatore, è stata ricavata effettuando il bilancio termico su una singola superficie radiativa. La potenza termica totale Q_{in} si ripartisce equamente tra le varie alette, in base all'analogia termoelettrica presentata nel capitolo 3. La prima equazione del sistema è data dalla legge di Fourier (4.2) espressa in termini di resistenza equivalente, applicata alla rete elettrica in figura 5.10 rappresentante il sistema fluido-tubo-singola aletta:

$$\frac{Q_{ev}}{n_{alette}} = \frac{T_f - T_{aletta}}{R_{f_aletta}} \tag{5.54}$$

Dove:

$$R_{f_{aletta}} = \frac{1}{h_i \pi D_i L_c} + \frac{ln\left(\frac{r_{c_{ext}}}{r_{c_i}}\right)}{2\pi k_c L_c} + \frac{H_{aletta}}{k_{aletta} t_{aletta} L_c} \tag{5.55}$$

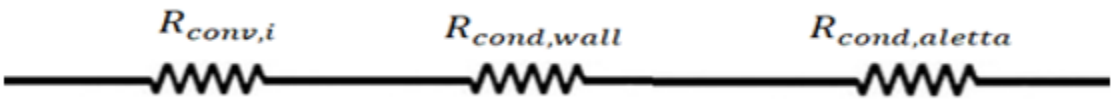


Figura 5.10: Analogia elettrotermica applicata al sistema fluido-tubo-aletta.

La seconda equazione consiste nel bilancio termico della superficie radiativa, presentata nella sua forma più generale nel Capitolo 4.

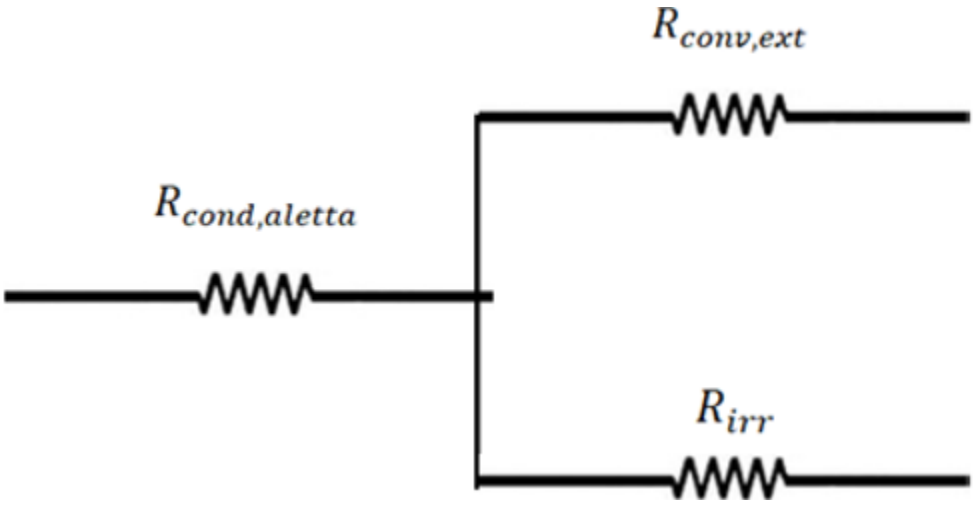


Fig. 5.11: Analogia elettrotermica applicata al sistema aletta-ambiente esterno.

Partendo dall'equazione generale, introducendo le ipotesi semplificative enunciate in precedenza si ottiene:

$$\frac{Q_{ev}}{n_{alette}} = 2\varepsilon\sigma A_{aletta} T_{aletta}^4 + 2h_{ext}(T_a - T_\infty)A_{aletta}\,\eta \tag{5.56}$$

Con

$$A_{aletta} = H_{aletta} L_c \tag{5.57}$$

Si noti come l'area dell'aletta è stata moltiplicata per 2 in quanto è stato ipotizzato che entrambe le facce dell'aletta emettano (sia per convenzione che per irraggiamento). Introducendo l'equazione che esprime il carico termico in funzione della portata di vaporizzazione, si è ottenuto il seguente sistema avente come incognite la lunghezza del condensatore e la temperatura dell'aletta:

$$\begin{cases} \dfrac{\dot{m}_v \lambda}{n_{alette}} = \dfrac{T_f - T_{aletta}}{R_{f_aletta}} \\ \dfrac{\dot{m}_v \lambda}{n_{alette}} = 2\varepsilon\sigma A_{aletta} T_{aletta}^4 + 2h_{ext}(T_a - T_\infty) A_{aletl} \end{cases} \tag{5.58}$$

5.4.2.2 Dati di imput per il modello

Dai datasheet tecnici dell'MMRTG, la temperatura della sorgente di calore (lato freddo delle termocoppie a contatto con il case dell'evaporatore) è pari a 200°C. Pertanto, è stato ipotizzato un salto di 20°C tra la sorgente e la parete dell'evaporatore, la cui temperatura è stata imposta pari a 180°C. Inoltre, come dato di imput per calcolare l'andamento della temperatura, è stata fissata la temperatura del fluido in ingresso alla linea bifase. Quest'ultima è stata posta pari a T=180°C, ovvero la massima temperatura che raggiunge il fluido nel circuito; ciò è giustificabile col fatto che il fluido ha subito la vaporizzazione all'interno dell'evaporatore, seguita da un lieve surriscaldamento del vapore, raggiungendo pertanto la temperatura massima prevista per quelle condizioni.

Per il calcolo della lunghezza del condensatore, nell'effettuare il bilancio termico, la temperatura del fluido adottata è quella all'ingresso del condensatore, calcolata con la (5.38), e supposta costante. Per quanto riguarda la temperatura all'interno del rover, è stata assunta pari a 20°C; mentre la temperatura dell'ambiente esterno è stata assunta pari alla media tra la temperatura del

suolo e la temperatura alla quota di 55 m, come visibile dal grafico in Appendice A.

Il coefficiente di scambio termico convettivo tra parete del componente (linea circuito/aletta) è stato assunto costante e pari a $h_{ext} = 1$.

Come già esposto in precedenza, per il calcolo dell'andamento della temperatura del fluido nel circuito, l'equazione (5.41) è stata specializzata per i diversi tratti del circuito, in accordo alla figura 5.12.

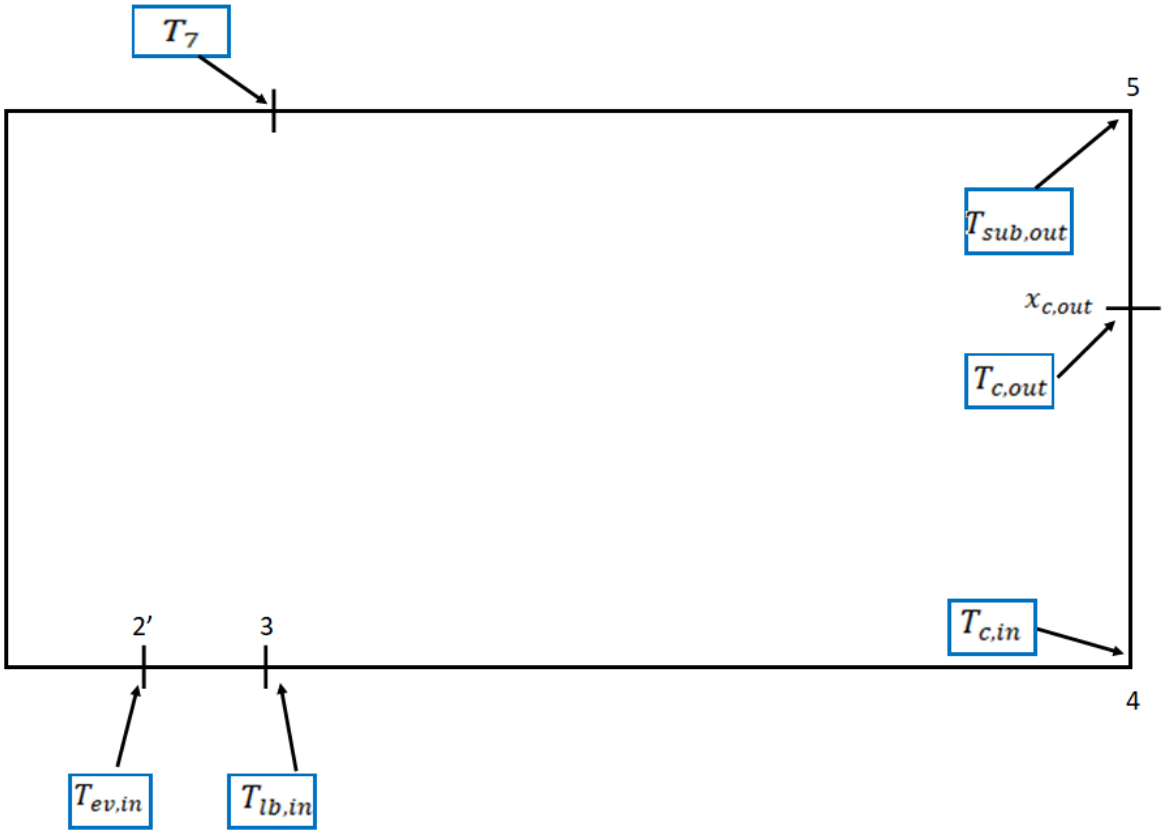


Figura 5.12: Schematizzazione circuito per analisi termica (architettura tradizionale).

Le conduttanze delle linee sono state calcolate sostituendo i parametri di competenza del tratto di circuito considerato, così come le conduttanze dell'evaporatore e del condensatore/subcooler; in base alla tipologia di fluido, gli hi sostituiti sono quelli dati dalle equazioni esposte nel Capitolo 4, come mostrato in APPENDICE 3.

L'inventario del fluido, così come il volume dell'accumulatore e le altre proprietà fisiche-geometriche sono rimaste inalterate rispetto al caso ideale.

5.4.2.3 Procedura di risoluzione dell'algoritmo e risultati

In primis è stato risolto il modello del caso ideale, e successivamente si è passato a risolvere quello del caso reale, il quale, rispetto al caso ideale, coinvolge l'analisi termica. Tale modello presentato contiene al suo interno la presenza del sistema (5.21) , nel quale , note le temperature di parete e quella del fluido in ingresso, risulta caratterizzato da due equazioni in tre incognite. Pertanto, è stato sviluppato un algoritmo, implementato tramite il software matlab, il quale iterativamente ha permesso la risoluzione del modello di scambio termico descritto in precedenza, che comprende il bilancio termico all'evaporatore, le equazioni di bilancio di pressioni (analoghe al caso ideale, ma con la portata di vaporizzazione calcolata ad ogni passo di iterazione), il sistema per il calcolo della lunghezza di condensazione e le varie equazioni per ricavare l'andamento della temperatura del fluido nel circuito; giunto a convergenza, il codice ha fornito in output la portata di vaporizzazione, le grandezze funzioni di tale portata incognita ,tra cui le cadute di pressione nel circuito (e di conseguenza l'incremento di pressione che deve fornire la pompa) le varie conduttanze termiche, e l'andamento della temperatura del fluido nelle varie linee del circuito. In particolare, la risoluzione del sistema… ha permesso di calcolare la portata di vaporizzazione, la temperatura del fluido all'interfaccia liquido vapore sulla superficie esterna del wick, la temperatura del fluido sottoraffreddato in ingresso all'evaporatore; mentre la risoluzione del sistema… ha fornito in output la lunghezza del condensatore necessaria a far condensare la potenza termica in ingresso allo stesso (funzione della portata di vaporizzazione incognita).
Il codice fa uso della funzione fsolve per risolvere il sistema non lineare per il calcolo della lunghezza del condensatore, nonché per ricavare l'andamento della temperatura nei tratti del condensatore e del subcooler, dato il termine non lineare alfa presente nell' equazione differenziale, per via della presenza del meccanismo dell'irraggiamento. Il parametro di controllo per le varie iterazioni è la portata di vaporizzazione. E' stata imposta una tolleranza su quest'ultima pari a 10^{-7}. La convergenza è stata raggiunta dopo 5 iterazioni. Il codice matlab che implementa l'algoritmo è stato riportato nell'appendice D. Il flowchart che illustra la procedura iterativa di risoluzione del modello nel caso reale, implementata nel codice è mostrato in figura 5.14

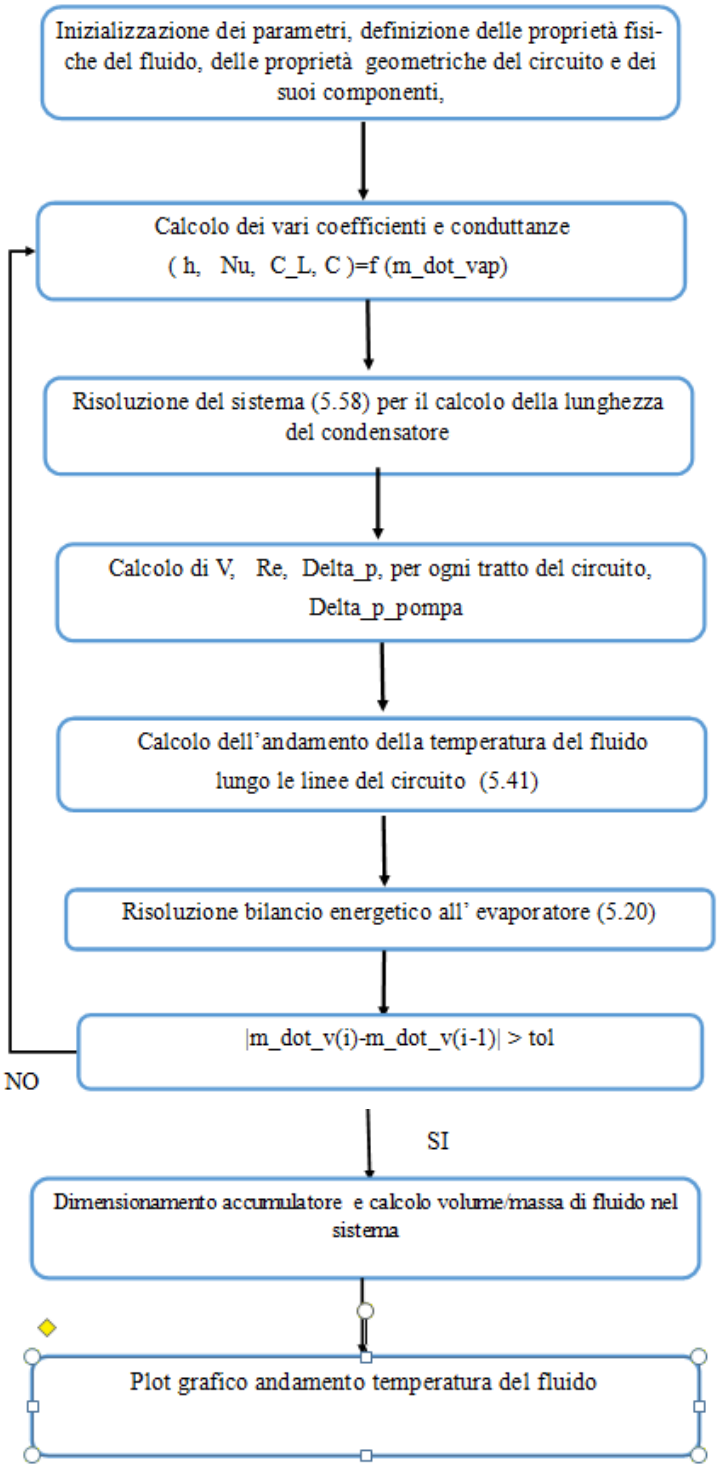


Figura 5.13: Flowchart della risoluzione dell'algoritmo del modello di scambio termico (architettura tradizionale).

La potenza della pompa è stata calcolata con la seguente formula (specializzata per caso ideale e reale):

$$P = \frac{\dot{m}_l \Delta p_{pompa,}}{\eta \rho_l} \tag{5.56}$$

Considerando che $\dot{m}_l = \dot{m}_v$

Il rendimento inserito è pari a 0.4, giustificato dal fatto che la pompa avrà un basso rendimento dato il valore della bassa portata. Giunti a convergenza, i principali risultati ottenuti nel caso reale sono riassunti nella tabella sottostante e posti a confronto con gli analoghi del caso ideale:

CASO IDEALE	CASO REALE
$\dot{m}_{v,id} = 0.0026\ kg/sec$	$\dot{m}_{v,r} = 0.0010\ Kg/sec$
$\Delta p_{pompa,id} = 2.2\ bar$	$\Delta p_{pompa,r} = 0.91\ bar$
$P_{id} = 2.4\ W$	$P_r = 0.4\ W$

Tabella 5.9: Risultati architettura tradizionale per il caso caldo e il caso freddo.

Altri risultati ottenuti sono stati riportarti nell'Appendice E. Di seguito sono stati mostrati, analogamente al caso ideale, i vari termini delle perdite del circuito nel caso reale, dopo aver sommato tutti i contributi relativi ai termini in questione, come mostrato nelle tabelle sempre in Appendice.

$$\Delta p_{linea,r} = 660\ Pa$$

$$\Delta p_{wick,r} = 0.84\ bar$$

$$\Delta p_{concentrate,r} = 19.2\ Pa$$

$$\Delta p_{v,g,r} = 0.16\ Pa$$

La portata di vaporizzazione nel caso con perdite è inferiore alla stessa nel caso ideale; come già esposto in precedenza, a causa della presenza di perdite termiche, non tutto il calore in ingresso sarà assorbito dal calore latente del fluido e pertanto evaporerà; pertanto, anche le perdite di pressione del circuito saranno inferiori (e quindi l'incremento di pressione che deve fornire la pompa per contrastare tali perdite), essendo queste ultime proporzionali alla portata. Entrambe le diminuzioni di portata e incremento di pressione della pompa fanno sì che la potenza diminuisca nel caso reale rispetto a quello ideale. Inoltre, il pompaggio capillare del wick dell'evaporatore contribuisce a vincere le perdite di pressione, facendo sì che l'incremento di pressione che deve fornire la pompa sia minore rispetto al caso in cui ci fosse solo la pompa (circuito MPFL).

Inoltre, la risoluzione del sistema (5.58) ha permesso di ottenere la lunghezza del condensatore (e quindi dell'aletta ad esso collegato) e la temperatura dell'aletta:

- Temperatura aletta: $T_{aletta} = 163.8\ °C$
- Lunghezza condensatore: $L_c = 2.38\ \mathrm{m}$

In figura 5.14 è riportato il grafico dell'andamento della temperatura del fluido lungo i vari tratti del circuito; in tabella 5.10 sono riportate le temperature dei punti più rappresentativi del circuito, in riferimento allo schema in figura 5.12.

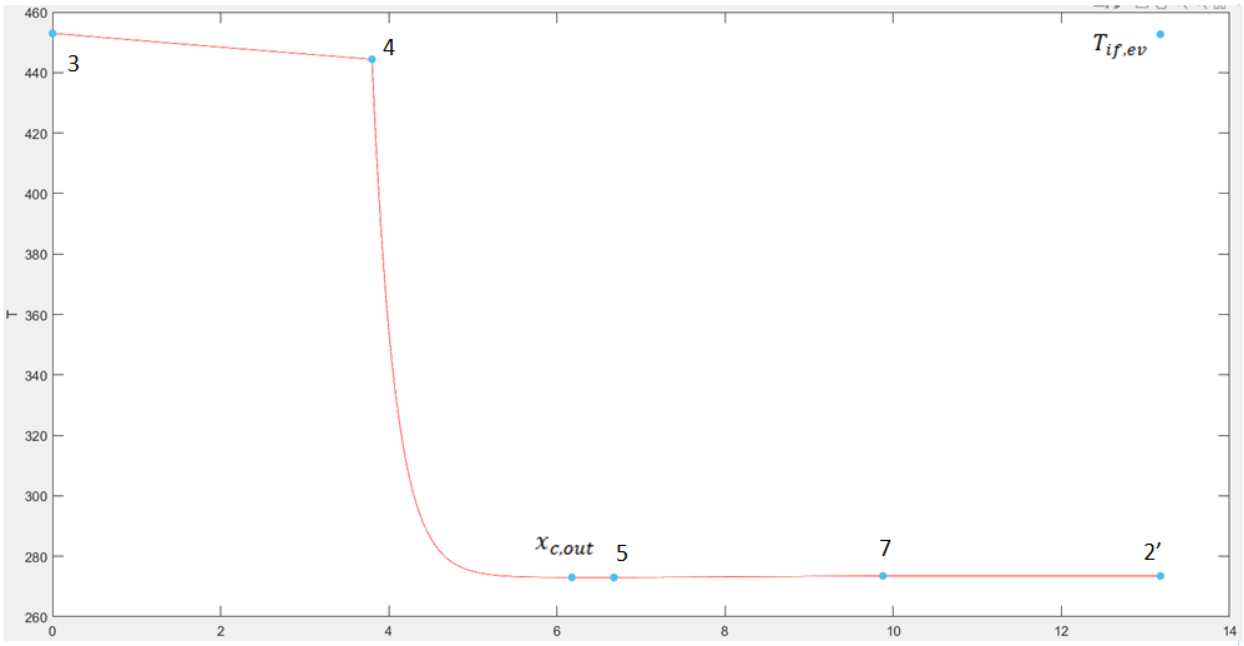


Fig. 5.14: Andamento temperatura fluido nel circuito.

PUNTO CIRCUITO	TEMPERATURA [°C]
3	$T_{lb,in}$=180
4	$T_{c,in}$=171.4
$x_{c,out}$	$T_{c,out}$=0.03
5	$T_{sub,out}$=0.01
7	T_7=0.52
2’	$T_{ev,in}$ =0.5
T interfaccia liquido-vapore nell’evaporatore	$T_{if,e}$=179.67
Temperatura parete evaporatore	$T_{we} = 180$

Tabella 5.10: Temperature nei punti indicati in figura 5.12 (Architettura tradizionale).

In particolare, si può vedere come la temperatura diminuisce lungo la linea del fluido bifase; una brusca diminuzione di temperatura si registra nel condensatore; il suo valore minimo (pari a quello della temperatura ambiente) è raggiunto all’uscita del subcooler (punto 5); da qui la temperatura riaumenta lievemente fino al punto 7 (in quanto la temperatura all’interno del rover è maggiore di quella ambiente), per poi ridiminuire leggermente fino all’ingresso dell’evaporatore. Qui, essendo l’evaporatore a contatto con la sorgente di calore, la temperatura raggiunge il valore necessario a far evaporare il fluido; successivamente il vapore subisce un lieve riscaldamento (vapore surriscaldato) e raggiunge la sua temperatura massima.

Dai risultati si nota come le due temperature (Tif,e e Tlb,in) sono praticamente identiche. Questo è il principale limite del modello formulato; essendo un modello 1 D, questo non riesce a simulare il campo di temperature all’interno del wick. Per predire la distribuzione di temperature all’interno dell’evaporatore (specialmente all’interno del wick), è necessario formulare un modello 2-3 D.

Inoltre, in APPENDICE 3 sono riportati i valori delle conduttanze ottenute dopo che il codice è giunto a convergenza e i vari contributi ai salti di pressione.

5.4.3 Architettura innovativa-Caso ideale

L'architettura schematica presentata in Figura 5.15 è una soluzione innovativa sviluppata dal Jet Propulsion Laboratory, nel California Institute of Technology **[48].**

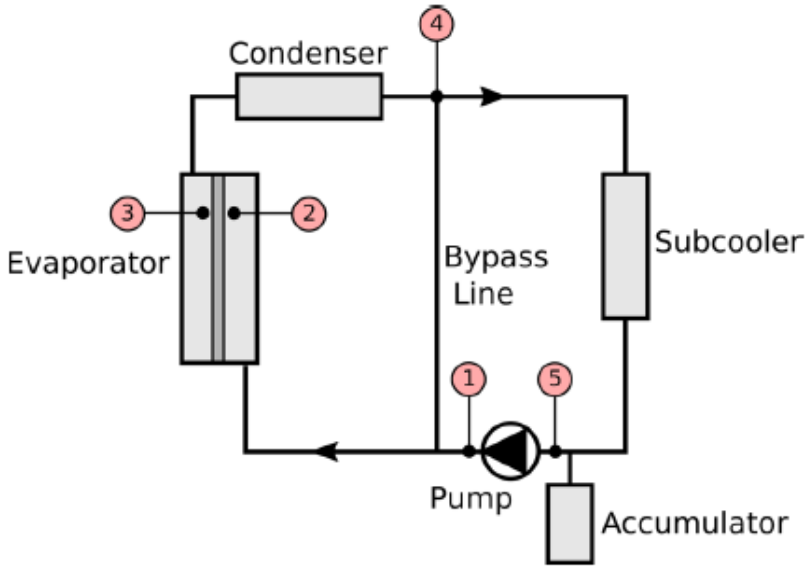


Figura 5.15: Schema architettura innovativa[].

La novità rispetto all'architettura tradizionale vista in precedenza consiste nell'inserimento di una linea di by pass, situata parallelamente all'evaporatore, con l'ingresso posizionato davanti l'uscita della pompa, e con l'uscita collocata all'uscita del condensatore. Per valutare i vantaggi di tale architettura su un sistema puramente passivo (CPL), è necessario fare divere osservazioni. In primis, il fatto che esista una incremento di pressione capillare nel menisco dell'evaporatore (Δp_{32}) fa si che la pressione sia maggiore nel lato vapore (zona 3) e più bassa nel lato liquido (zona 2). Ciò rappresenta un impedimento al liquido nel fluire nell'evaporatore, in quanto quest'ultimo non può fluire da una zona a bassa pressione a una ad alta pressione. Questo implica che la pompa non può far circolare il fluido attraverso l'evaporatore, ma solamente attraverso la linea di by pass. Pertanto, la portata attraverso la linea di by pass è completamente governata dalla pompa meccanica, mentre quella che passa attraverso l'evaporatore dipende dal carico termico, risultando tra di loro indipendenti

Per valutare le conseguenze in termini di capacità di vincere le perdite di pressione, è possibile effettuare il bilancio di pressione del circuito. Quest'ultimo è composto da due sotto-circuiti in

parallelo; ricordando che la caduta di pressione ai capi di due circuiti posti in parallelo è uguale per ambo i circuiti, è possibile scrivere il seguente bilancio di pressioni per il circuito 1-3-2-4-1;

$$-\Delta p_{14} = -\Delta p_{12} - \Delta p_{34} + \Delta p_{32} \tag{5.59}$$

Dove Δp_{14} è la caduta di pressione lungo la linea di by pass, Δp_{12} è la caduta di pressione lungo la linea dell'evaporatore e Δp_{34} è la caduta di pressione lungo la linea che collega evaporatore a condensatore; Δp_{32} è l'incremento di pressione capillare nel menisco del wick.

Rielaborando l'equazione, si ottiene:

$$\Delta p_{32} + \Delta p_{14} = \Delta p_{12} + \Delta p_{34} \tag{5.60}$$

Si può notare come l'aggiunta della linea di by pass permette di incrementare il pompaggio capillare, aiutando a vincere le perdite di pressione.
In maniera analoga, è possibile effettuare il bilancio di pressioni per il circuito 1-4-5-1:

$$-\Delta p_{14} = -\Delta p_{45} + \Delta p_{,pompa} \tag{5.61}$$

Riarrangiando la (5.61) si ottiene:

$$\Delta p_{,pompa} + \Delta p_{14} = \Delta p_{45} \tag{5.62}$$

Come si vede dall'equazione (5.62) si riduce di conseguenza anche la potenza che la pompa deve fornire.
Adattando l'architettura in figura 5.15 al contesto del rover, si ottiene l'architettura qui di seguito presentata

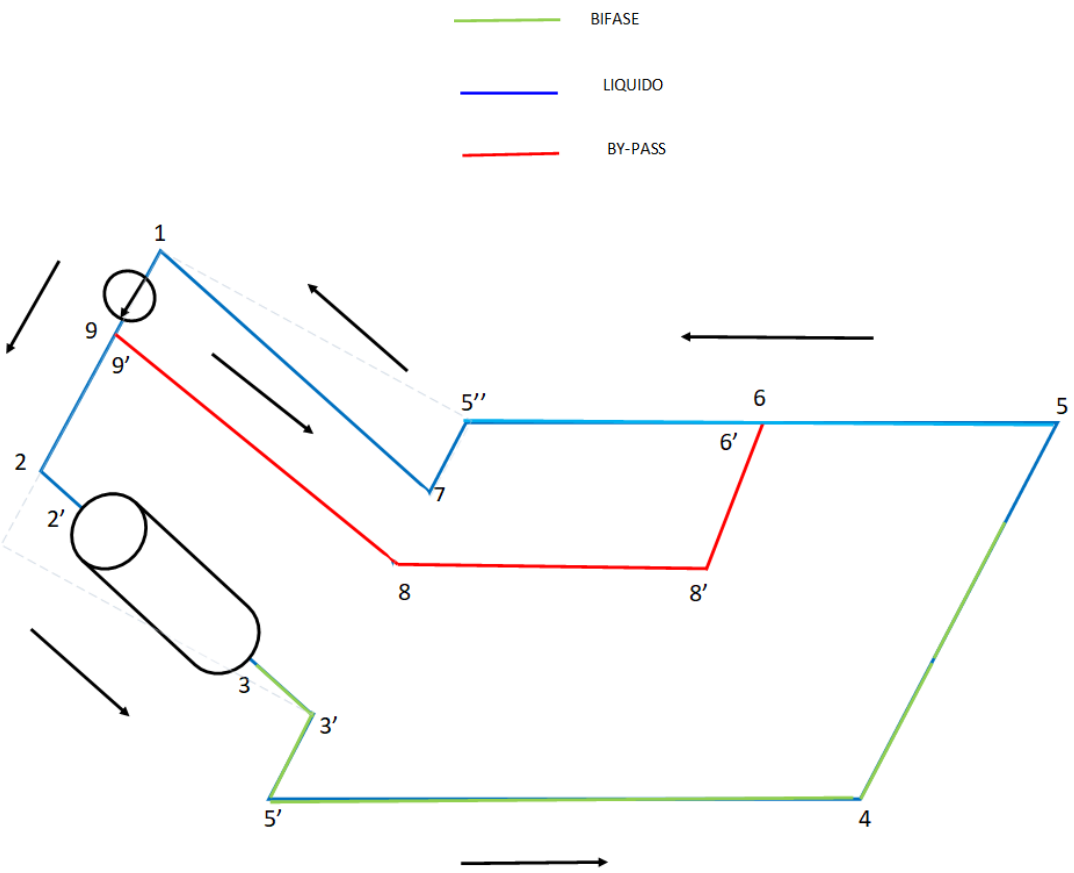


Figura 5.16: Schematizzazione del circuito (architettura innovativa).

Le caratteristiche geometriche dei vari componenti ,nonché dei vari tratti del circuito, sono rimaste inalterate rispetto al circuito del caso tradizionale, ad eccezion dell'aggiunta della linea di by pass, e del fatto che l'accumulatore deve essere dimensionato tenendo conto della presenza del volume di fluido nella linea di by pass. Di seguito sono riportate solo le lunghezze dei vari tratti della linea di by pass, e di altri tratti specifici dell'architettura in questione:

Tratto linea	Fluido	Lunghezza [m]
98	Liquido	1.5
86	Liquido	2.2
88’	Liquido	1.5
8’6	Liquido	0.7
19	Liquido	0.5
92	Liquido	1.1
65	Liquido	1.5
67	Liquido	1.7

Tabella 5.11: Lunghezze tratti circuito (architettura innovativa)

Linea	Lunghezza totale [m]
Liquido	7
Bifase	6.16
By-pass	3.7
LINEA CIRCUITO	16.9

Tabella 5.12: Lunghezza totali linee del circuito (architettura innovativa)

Le ipotesi sono le stesse di quelle presentate per l’architettura tradizionale.

Le perdite per gravità sono identiche a quelle calcolate nell’architettura A, ad eccezione che si aggiungono le perdite per gravità nella linea di by pass.

$$\Delta p_{g,by} = \rho_l \, g \Delta z \tag{5.63}$$

precedente.

Per ricavare l'incremento di pressione che deve genera la pompa, è stato necessario ricavare innanzitutto la portata di liquido che fluisce nella linea di by-pass. Quest'ultima è stata calcolata effettuando il bilancio di pressioni nel circuito 9-1-6- 8-9, esprimendo le cadute di pressioni nella linea di by pass in funzione della portata incognita come esposto di seguito:

$$Re_{by} = \frac{\rho_L V_{by} D_{by}}{\mu_l} \tag{5.64}$$

La velocità in funzione della portata incognita è stata espressa come:

$$V_{by} = \frac{x}{\rho_L A_{by}} \tag{5.65}$$

Pertanto, l'espressione del Reynolds per il flusso nella linea di by pass è stata ricavata sostituendo la (5.65) nella (5.64), ottenendo:

$$Re_{by} = \frac{x D_{by}}{A_{by} \mu_l} \tag{5.66}$$

Da cui è stato possibile ricavare l'espressione per il calcolo della caduta di pressione nella linea di by pass, sostituendo l'espressione (5.66) nella formula per il calcolo del fattore di attrito f, e la (5.65) sempre all'interno della (5.5), ottenendo l'espressione per la stima delle perdite distribuite in funzione della portata di by-pass incognita:

$$\Delta p_{by} = \frac{0.184 L_{by}}{\left(\frac{x D_{by}}{A_{by} \mu_l}\right)^{0.2} 2 D_{by}} \frac{x^2}{\rho_L A_{by}^2} \tag{5.67}$$

Similmente a quanto fatto per il caso tradizionale, i vari V, Re, Δp dei tratti specifici del circuito in questione funzionali al calcolo della portata di by pass sono riportati in APPENDICE 3.

Considerando inizialmente il caso ideale, con le stesse ipotesi di quelle fatte per l'architettura tradizionale, è stato fatto in primis il bilancio di pressione per il sotto-circuito 9-5'-4-5-6- 8-9 per ricavare la portata che fluisce nella linea di by pass, e successivamente è stato effettuato il bilancio per il sotto-circuito 6-7-1-9-8-6, per ricavare l'incremento di pressione che deve fornire la pompa:

Il bilancio di pressioni per il circuito è il seguente:

$$\Delta p_{cap} - \Delta p'_{g,tot} - |(\Delta p_{concentrate})'| - |(\Delta p_{linea})'| - |\Delta p_{vap.groove}| - |\Delta p_{wick}| = -\Delta p_{g,by} - |\Delta p_{concentrate,by}| - |\Delta p_{by}| \quad (5.68)$$

In tale bilancio l'apice " primo" sta ad indicare che le grandezze cui si riferisce sono state calcolare per il sotto-circuito 9-5'-4-5-6- 8-9. L'equazione precedente è non lineare, pertanto è stata risolta utilizzando la funzione fsolve di matlab ottenendo

$$\dot{m}_{by} = 0.15 \ Kg/sec$$

Nota la portata, sono state calcolate le varie grandezze per la linea di by pass e per la linea del fluido 61 (notare come nel punto 6 avviene il mescolamento tra la portata di by-pass e la portata in uscita dal subcooler). Nelle tabelle riportate in APPENDICE E sono mostrati i vari contributi a ogni termine del bilancio (5.68).

L'incremento di pressione che deve fornire la pompa per far circolare il fluido nella linea di by pass:, è stato ricavato effettuando il bilancio di pressioni nel circuito 6-7-1-9-8-6-7:

$$\Delta p_{pompa,id} - \Delta p_{g,17} - |(\Delta p_{concentrate})''| - |(\Delta p_{linea})''| = -\Delta p_{g,by} - |\Delta p_{concentrate,by}| - |\Delta p_{by}| \quad (5.69)$$

$$\Delta p_{pompa,id} = 72464 \ Pa$$

Con il doppio apice sono state indicati contributi al bilancio termico relativi al sottocircuito considerato. Per quanto riguarda il calcolo del volume dell'accumulatore e del volume di fluido

del sistema, il procedimento è analogo a quanto svolto per l'architettura tradizionale, con l'aggiunta del contributo del volume relativo alla linea di by pass.

Nel caso freddo, la massa di fluido del circuito deve rispettare la seguente condizione:

$$\begin{aligned} \mathrm{M}= \rho_{l,cold}\left[Vol_{,ll}+ Vol_{,pw}+ Vol_{,sub}+ Vol_{,by}+ \alpha Vol_{,Acc}\right] + \\ \rho_{v,cold}\left[Vol_{,vg}+ (1-\alpha)Vol_{,Acc}\right] + \rho_{HC,cold}Vol_{,condenser}+ \rho_{Hb,cold}Vol_{,lb} \end{aligned} \tag{5.70}$$

Nel contempo la massa di fluido deve verificare la seguente condizione nel caso caldo:

$$\begin{aligned} \mathrm{M}= \rho_{l,hot}\left[Vol_{,ll}+ Vol_{,pw}+ Vol_{,sub}+ Vol_{,by}+ \beta Vol_{,Acc}\right] + \rho_{v,hot}\left[Vol_{,vg}+ \right. \\ \left. (1-\beta)Vol_{,Acc}\right] + \rho_{Hc,hot}Vol_{,condenser}+ \rho_{Hb,hot}Vol_{,lb} \end{aligned} \tag{5.71}$$

Pertanto,

$$Vol_{,Acc} = 0.0238\ m^3 = 23.8\ l$$

$$Vol_{,circuito} = \sum_i Vol_i = 0.0361\mathrm{m\hat{}3} = 36.1\mathrm{l}$$

$$\mathrm{M}= 12.97\ \mathrm{kg}$$

Gli spessori dei vari tratti sono analoghi a quelli calcolati per l'architettura tradizionale, con l'aggiunta della linea di by-pass, fatta anche essa in Acciaio inossidabile (304). Anche in questo caso, dato l'elevato volume dell'accumulatore, l'impiego di uno solo potrebbe risultare ingombrante, pertanto potrebbe essere preferibile utilizzare più accumulatori in serie, i quali sarebbero dotati di un valume minore.

La potenza è stata calcolata come:

$$P_{id} = \frac{\dot{m}_{by,id}\Delta p_{pompa,id}}{\eta \rho_l} \tag{5.72}$$

5.4.4 Architettura innovativa-Caso reale

Nel considerare le perdite termiche si è seguita la procedura del caso presentato per l'architettura tradizionale (il modello di scambio termico rimane identico è rimasto identico). Ma rispetto a quest'ultimo, è stato necessario considerare anche la variazione di temperatura che subisce il fluido all'interno della linea di by pass. Come visibile in figura 5.17, nel punto 6 avviene il miscelamento tra la portata in uscita dal subcooler e la portata in uscita dalla linea di by pass. La temperatura del fluido dove avviene il miscelamento è stata calcolata con la classica formula della temperatura di equilibrio per una miscela:

$$(T_{ll})'' = \frac{\dot{m}_v (T_{ll})' + \dot{m}_{by} T_{by,out}}{\dot{m}_v + \dot{m}_{by}} \tag{5.73}$$

Quest'ultima è funzione della $(T_{ll})'$ e della $T_{by,out}$,la quale a sua volta è incognita. Pertanto, è stato necessario calcolare quest'ultima iterativamente, inserendo nel codice un secondo ciclo while, all'interno del ciclo per il calcolo della portata di vaporizzazione, imponendo come parametro di controllo la $T_{by,out}$.

I dati di imput all'algoritmo sono identici a quelli del caso dell'architettura tradizionale. Anche in questo caso l'equazione (5.41) è stata specializzata in base al tratto di circuito considerato, in accordo allo schema concettuale presentato qui di seguito:

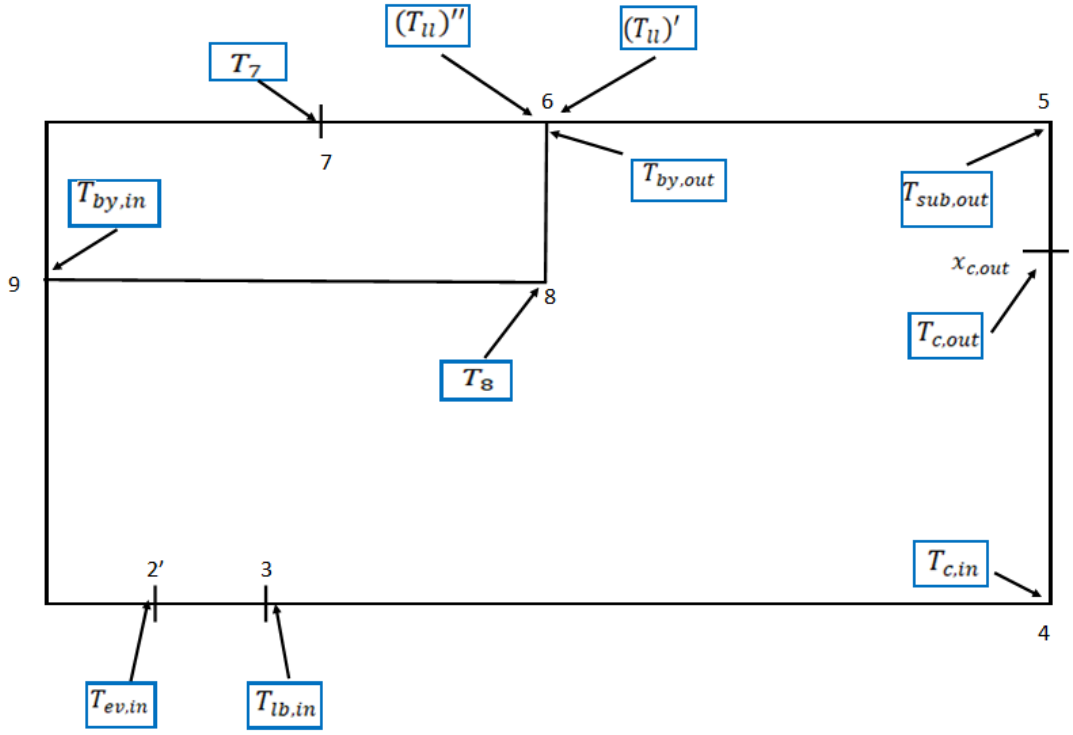


Figura 5.17: Schematizzazione del circuito per analisi termica (architettura innovativa).

Maggiori dettagli sono stati riportati in appendice E.

Il flow chart del metodo iterativo implementato in ambiente Matlab è di seguito riportato:

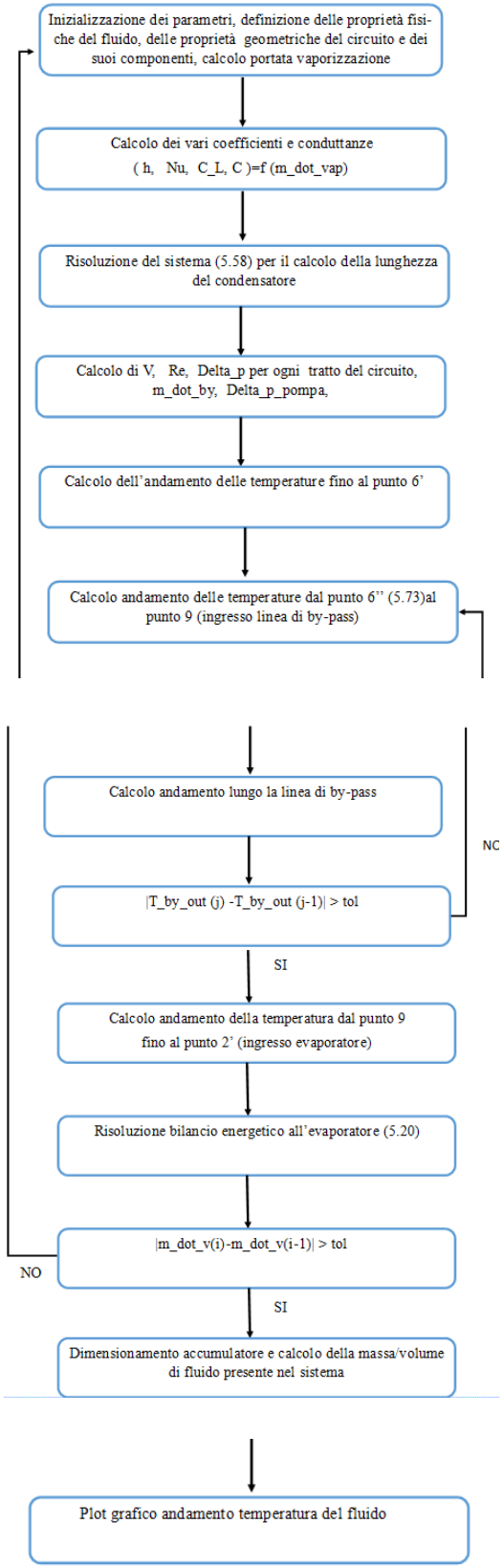

Inizializzazione dei parametri, definizione delle proprietà fisiche del fluido, delle proprietà geometriche del circuito e dei suoi componenti, calcolo portata vaporizzazione
Calcolo dei vari coefficienti e conduttanze
(h, Nu, C_L, C)=f (m_dot_vap)
Risoluzione del sistema (5.58) per il calcolo della lunghezza del condensatore
Calcolo di V, Re, Delta_p per ogni tratto del circuito, m_dot_by, Delta_p_pompa,
Calcolo dell'andamento delle temperature fino al punto 6'
Calcolo andamento delle temperature dal punto 6'' (5.73)al punto 9 (ingresso linea di by-pass)
Calcolo andamento lungo la linea di by-pass
NC
|T_by_out (j) -T_by_out (j-1)| > tol
SI
Calcolo andamento della temperatura dal punto 9 fino al punto 2' (ingresso evaporatore)
Risoluzione bilancio energetico all'evaporatore (5.20)
|m_dot_v(i)-m_dot_v(i-1)| > tol
NO
SI
Dimensionamento accumulatore e calcolo della massa/volume di fluido presente nel sistema
Plot grafico andamento temperatura del fluido

Fig. 5.18: Flowchart della risoluzione dell'algoritmo del modello di scambio termico (architettura innovativa).

Le perdite termiche sono state calcolate in analogia a quanto fatto per l'architettura tradizionale, così come la lunghezza del condensatore; sempre in Appendice E sono stati riportati i risultati ottenuti dopo che il codice è giunto a convergenza. Questa si raggiunge dopo 5 iterazioni del ciclo while più esterno.La tolleranza imposta è pari a 10^{-7}.

GRAFICI ANDAMENTO TEMPERATURA

Un riassunto dei principali risultati ottenuti sono riportati nelle tabelle seguenti:

CASO IDEALE	CASO REALE
$\dot{m}_{v,id} = 0.0026\ Kg/sec$	$\dot{m}_{v,r} = 0.001 Kg/sec$
$\dot{m}_{by} = 0.15\ Kg/sec$	$\dot{m}_{by,r} = 0.093\ Kg/sec$
$\Delta p_{pompa,id} = 0.72\ bar$	$\Delta p_{pompa,r} = 0.55\ bar$
$P_{id} = 45.7\ W$	$P_r = 21.3\ W$

Tab 5.13: Risultati architettura innovativa per il caso caldo e il caso freddo.

In figura 5.19 è stato riportato il profilo di temperatura del fluido lungo i vari tratti del circuito; in tabella 5.14 sono state mostrate le temperature dei punti più rappresentativi dello schema del circuito:

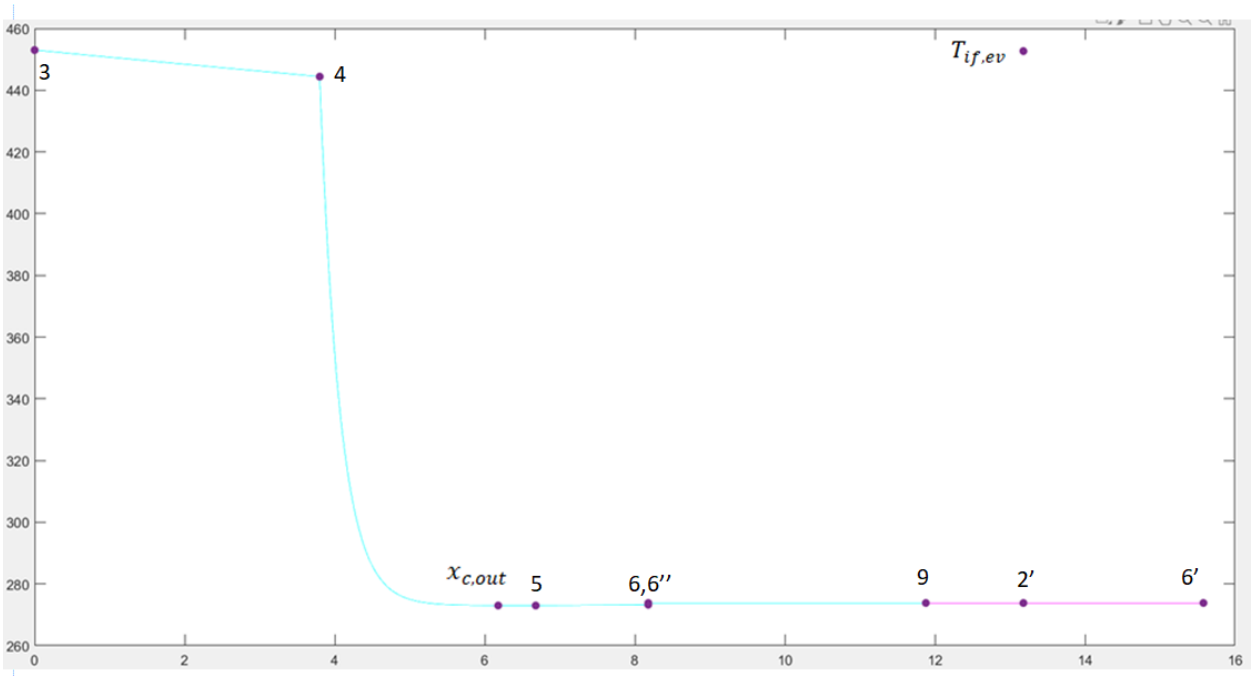


Figura 5.19: Andamento temperatura fluido lungo le linee del circuito (architettura innovativa).

PUNTO CIRCUITO	TEMPERATURA [°C]
3	$T_{lb,in} = 180$
4	$T_{c,in} = 171.41$
Xc,out	$T_{c,out} = 0.03$
5	$T_{sub,out} = 0.01$
6	$(T_{ll})' = 0.25$
6''	$(T_{ll})'' = 0.830$
9	$T_{by,in} = 0.835$
6'	$T_{by,out} = 0.84$
2'	$T_{ev,in} = 0.82$
T all'interfaccia liquido vapore al wick	$T_{if,e} = 179.67$
T ingresso alla linea bifase	$T_{we} = 180$

Tab. 5.14: Temperature nei punti indicati in figura 5.17 (architettura innovativa).

L'andamento delle temperature è analogo a quello dell'architettura tradizionale. Si noti, facendo uno zoom nel punto 6 del grafico, la presenza di una discontinuità.

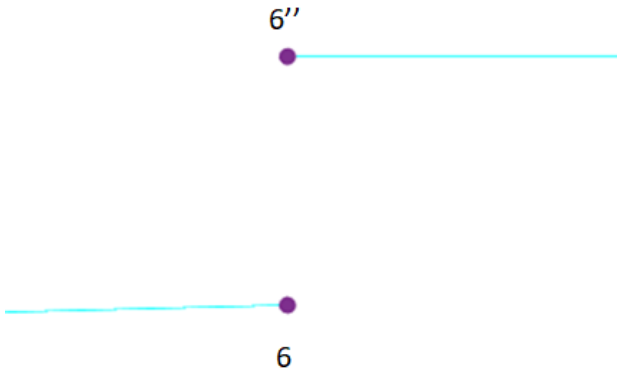


Figura 5.20: Zoom grafico andamento delle temperature per architettura innovativa nel punto di miscelamento tra il fluido proveniente dalla linea di by-pass e il fluido in uscita dal subcooler

Questo è dovuto al riscaldamento che subisce il fluido in uscita dal subcooler a causa del miscelamento con il flusso proveniente dalla linea di by pass, aventi temperature diverse. La formula della temperatura di equilibrio per flussi miscelati vale solo se si è in condizioni di equilibrio. Nel caso in questione, i flussi hanno velocità molto basse, tale da poter assumere equilibrio nel punto 6, e applicare tale formula ai fini di una stima preliminare della temperatura del fluido nel punto di miscelamento.

Il confronto tra i risultati ottenuti nel dimensionamento delle due architetture mostra come la portata di liquido che deve far fluire la pompa nel caso dell'architettura tradizionale sia inferiore a quella che deve far circolare la pompa all'interno della linea di by pass nell'architettura innovativa, così come le cadute di pressioni in tale circuito. Di conseguenza, la potenza che deve fornire la pompa risulta essere di circa 50 volte inferiore nel caso dell'architettura tradizionale rispetto a quella innovativa. Ciò sembrerebbe essere un vantaggio, ma in realtà potrebbe costituire un reale problema in quanto potrebbe non essere disponibile sul mercato una pompa capace di fornire una potenza così bassa. Pertanto, l'aver proposto una seconda architettura come soluzione per

raffreddare l'MMRTG si rivelerà utile in una fase successiva di indagine di mercato, in quanto amplierà la probabilità di reperire una pompa per il fluido tra quelle esistenti in commercio.

CONCLUSIONI

Lo scopo del presente lavoro di tesi è stato quello di studiare una soluzione di sistema di controllo termico alternativo al circuito MPFL, al fine di gestire il carico termico di 2kW prodotto da un MMRTG montato a bordo di un rover marziano. In particolare, sono state proposte due architetture di circuito 2ph-MPFL, rispettivamente l'architettura tradizionale e una innovativa, concepita dal Jet Propulsion Laboratory. Di tali architetture è stato mostrato il relativo dimensionamento preliminare, considerando due casi di studio, un caso ideale, per il quale è stato ipotizzato che tutta la potenza termica in ingresso all'evaporatore fosse assorbita dalla portata di vaporizzazione; e un caso reale, dove sono state considerate le perdite termiche all'evaporatore e i vari scambi termici tra le linee del circuito e l'ambiente esterno.

In primo luogo sono state richiamate le varie equazioni funzionali al dimensionamento preliminare dei vari componenti del circuito 2ph-MPFL, nonché è stato illustrato il procedimento di dimensionamento di tale tipologia di circuito. Infine si è proceduti nel dimensionare le due architetture proposte. Per il caso reale, per entrambe le architetture, è stato sviluppato un modello di scambio termico risolto iterativamente mediante il codice Matlab, il quale, tenendo conto delle perdite termiche all'evaporatore, nonché gli scambi termici delle varie linee del circuito, ha permesso il calcolo della portata di vaporizzazione, delle varie grandezze da essa dipendenti, delle cadute di pressioni nelle linee del circuito; ha consentito inoltre il dimensionamento delle superfici radiative aventi il compito di dissipare il calore verso l'esterno, e di tracciare l'andamento della temperatura del fluido lungo la linea del circuito.

Confrontando le due architetture, quella tradizionale risulta essere la meno ingombrante tra le due, data la presenza della linea di by-pass. Sempre a causa di quest'ultima, il volume di fluido dell'architettura innovativa è maggiore rispetto a quella tradizionale, e di conseguenza risulta esserlo anche il peso del sistema. Inoltre, la presenza di tale linea aggiuntiva introduce delle complicazioni in termini di accomodamento e installazione del circuito all'interno del rover, nonché problematiche in termini di interfaccia delle linee con gli altri sottosistemi del rover. Confrontando i risultati nel caso reale, è emerso che, a parità di condizioni al contorno dei due circuiti, la portata che deve far circolare la pompa dell' architettura tradizionale (0.001 Kg/sec) è di circa 90 volte inferiore a quella dell'architettura innovativa (0.09 Kg/sec); di conseguenza le perdite di pressioni del circuito tradizionale risultano essere inferiori rispetto a quelle dell'architettura innovativa, così come l'incremento di pressione che deve fornire la pompa.

Pertanto, la potenza richiesta da quest'ultima nel caso dell'architettura tradizionale (0.4 W) risulta essere di circa 50 volte inferiore rispetto alla potenza richiesta dalla pompa dell'architettura innovativa (21 W) . Tale risultato potrebbe sembrare un vantaggio, ma vi è il rischio legato alla possibile difficoltà di reperimento in commercio di una pompa con una potenza così piccola. Pertanto, la comparazione tra i risultati attinenti alle due architetture proposte, oltre ad evidenziare i pro e i contro delle stesse, permetterà di ampliare la probabilità di reperire una pompa per il fluido tra quelle esistenti in commercio, in una eventuale successiva fase di analisi di mercato, al fine di effettuare la futura scelta dell'architettura più adatta per l'applicazione in questione. Possibili sviluppi futuri consistono nello sviluppo di un modello di scambio termico 2-3 D alle derivate parziali, con l'obiettivo di simulare il campo di temperature all'interno dell'evaporatore (più nel dettaglio all'interno del wick e nei canali del vapore), nonché il trasferimento del calore per conduzione assiale lungo le pareti dell'evaporatore e delle linee del circuito. Inoltre, può essere utile l'utilizzo di software commerciali di analisi termica (CFD) per una migliore predizione della distribuzione di temperature all'interno del circuito, nonché per una stima più accurata delle cadute di pressione all'interno dello stesso.

BIBLIOGRAFIA

[1] Pantano, David, et al. "Utilizing radioisotope power system waste heat for spacecraft thermal management." *3rd International Energy Conversion Engineering Conference*. 2005.

[2] Ritz, Fred, and Craig E. Peterson. "Multi-mission radioisotope thermoelectric generator (MMRTG) program overview." *2004 IEEE Aerospace Conference Proceedings (IEEE Cat. No. 04TH8720)*. Vol. 5. IEEE, 2004.

[3] Jaziri, Nesrine, et al. "A comprehensive review of Thermoelectric Generators: Technologies and common applications." *Energy Reports* 6 (2020): 264-287.

[4] Summerer, Leopold. "Technical Aspects of Space Nuclear Power Sources VII. Radioisotope Heater Units." (2006).

[5] Kempenaar, Jason, et al. "Detailed Surface Thermal Design of the Mars 2020 Rover." 48th International Conference on Environmental Systems, 2018.

[6] Sunada, Eric, et al. "A two-phase mechanically pumped fluid loop for thermal control of deep space science missions." 46th International Conference on Environmental Systems, 2016.

[7] https://longchangchemical.com/wp-content/uploads/2020/08/thermoelectric-power-generation-2- 1030x683.png;

[8] Holgate, Tim C., et al. "Increasing the efficiency of the multi-mission radioisotope thermoelectric generator." *Journal of Electronic Materials* 44.6 (2015): 1814-1821.

[9] Mars 2020 - Wikipedia.

[10] Mars-2020-Perseverance-Rover.jpg (1468×979) (scitechdaily.com).

[11] Novak, Keith S., et al. "Preliminary surface thermal design of the Mars 2020 Rover." (2015)..

[12] Aaron, K. "Spacecraft Thermal Control Handbook, Volume 1: Fundamental Technologies." (2002).

[13] Sutheesh, P. M., and Alex Chollackal. "Thermal performance of multilayer insulation: a review." *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 396. No. 1. IOP Publishing, 2018.

[14] http://ww1.prweb.com/prfiles/2014/11/10/12316545/MLI-swatch-Dunmore.jpg

[15] What is Heat Exchanger - Definition (thermal-engineering.org)

[16] Shah, Ramesh K., and Dusan P. Sekulic. *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, 2003.

[17] Frass, Friedrich, R. Hofmann, and K. Ponweiser. *Principles of finned-tube heat exchanger design for enhanced heat transfer*. Inst. f. Thermodynamics and Energy Conversion, Vienna University of Technology, 2007.

[18] https://th.bing.com/th/id/OIP.U7tHG6wIn4LI8oIavWxJ8QHaE8?pid=ImgDet&w=600&h=400&rs=1

[19] Ferizaj, Drilon, and Mohamad Kassem. "Effect of nanofluids on thermal performance of heat pipes." (2014).

[20] Brennan, Patrick J., and Edward J. Kroliczek. "Heat Pipe Design Handbook: Volume I." (1979).

[21] Miao, Jianyin, et al. *Spacecraft Thermal Control Technologies*. Springer Singapore, 2021.

[22] Storring, Shane. *Design and manufacturing of loop heat pipes for electronics cooling*. Diss. Carleton University, 2006.

[23] Mishkinis, Donatas, et al. "Advances in two-phase loop with capillary pump technology and space applications." *SAE transactions* (2005): 233-250.

[24] Meseguer, José, Isabel Pérez-Grande, and Angel Sanz-Andrés. *Spacecraft thermal control*. Elsevier, 2012.

[25] Van Benthem, R. C., et al. "Development of a mechanically pumped fluid loop for 3-6 kW payload cooling." (2009).

[26] Sunada, Eric, et al. "A two-phase mechanically pumped fluid loop for thermal control of deep space science missions." 46th International Conference on Environmental Systems, 2016.

[27] Siedel, Benjamin. *Analysis of heat transfer and flow patterns in a loop heat pipe: Modelling by analytical and numerical approaches and experimental observations*. Diss. INSA de Lyon, 2014.

[28] Storring, Shane. *Design and manufacturing of loop heat pipes for electronics cooling*. Diss. Carleton University, 2006.

[29] Choi, Jeehoon, et al. "Investigation on operational characteristics of the miniature loop heat pipes with flat evaporators based on diverse vapor removal channels." *16th International Heat Pipe Conference, Lyon, France*. 2012.

[30] Altman, E. I., M. Ia Mukminova, and H. F. Smirnov. "The loop heat pipe evaporators theoretical analysis." *Proceedings of the 12th International Heat Pipe Conference*. 2002.

[31] Launay, Stéphane, and Martial Vallée. "State-of-the-art experimental studies on loop heat pipes." *Frontiers in Heat Pipes (FHP)* 2.1 (2011).

[32] Kudela, Henryk. "Hydraulic losses in pipes." *Wroclas University of Science and* (2012).

[33] Thome, John R. "Engineering data book III." *Wolverine Tube Inc* 2010 (2004).

[34] Marcus, Bruce David. "Theory and design of variable conductance heat pipes." (1972).

[35] Bai, Lizhan, et al. "Mathematical modeling of steady-state operation of a loop heat pipe." *Applied Thermal Engineering* 29.13 (2009): 2643-2654.

[36] Van Gerner, H. J., R. C. Van Benthem, and J. van Es. "Fluid selection for space thermal control systems." (2014).

[37] Kaya, Tarik, and Jentung Ku. *A parametric study of performance characteristics of loop heat pipes*. No. 1999-01-2006. SAE Technical Paper, 1999.

[38] Mishkinis, D., et al. "Development of LHP for intermediate temperature range." *15th International Heat Pipe Conference, Clemson, South Carolina (USA)*. Vol. 28. No. 1. 2010.

[39] Incropera, Frank P., et al. "Fundamentals of heat and mass transfer. 2007." *Hoboken, NJ: John Wiley* (1985): 939-40.

[40] Eckert, Ernst Rudolf Georg, and Robert M. Drake Jr. "Analysis of heat and mass transfer." (1987).

[41] McMurchy, Robert R., Robert G. Payne, and Robert L. Dotts. *Thermal network modeling handbook*. 1972.

[42] Fortescue, Peter, Graham Swinerd, and John Stark, eds. *Spacecraft systems engineering*. John Wiley & Sons, 2011.

[43] Miscevic, M., P. Lavieille, and B. Piaud. "Numerical study of convective flow with condensation of a pure fluid in capillary regime." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52.21-22 (2009): 5130-5140.

[44] Soliman, H. M. "On the annular-to-wavy flow pattern transition during condensation inside horizontal tubes." *The Canadian Journal of Chemical Engineering* 60.4 (1982): 475-481.

[45] Dobson, M. K., and J. C. Chato. "Condensation in smooth horizontal tubes." (1998): 193-213.

[46] Akers, W. W., H. A. Deans, and O. K. Crosser. "Condensing heat transfer within horizontal tubes." *Chem. Eng. Progr.* 54 (1958).

[47] Brennan, Patrick J., and Edward J. Kroliczek. "Heat Pipe Design Handbook: Volume II." (1979).

[48] Furst, Benjamin, et al. "A mechanically pumped two-phase fluid loop for thermal control based on the capillary pumped loop." (2019).

[49] http://www-mars.lmd.jussieu.fr/mcd_python/.

[50] Fanxi, Meng, et al. "One-dimensional steady-state mathematical model of a novel loop heat pipe with liquid line capillary wick." *Energy Exploration & Exploitation* 38.1 (2020): 253-273.

A. Appendice

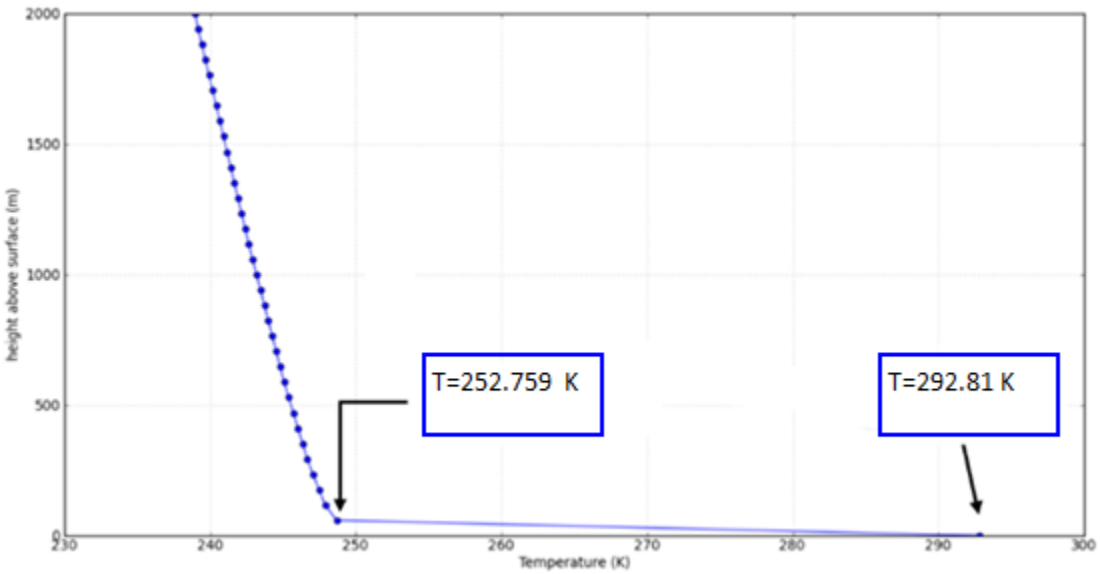


Fig. A.1:Andamento della temperatura ambiente nelle condizioni termicamente peggiori di giornata calda. Tale andamento è stato ricavato per il cratere di atterraggio di Perseverance, il cratere Jazero, avente come coordinate: Latitudine= 18.38° N ; Longitudine= 137.4°E, nel periodo dell'anno con Ls=195°, all'orario locale delle 13.0 h. **[49].**

B. Appendice

In generale, all'interno del condensatore esistono tre zone: la sezione di surriscaldamento, quella di condensazione e quella di sottoraffreddamento. In letteratura esistono vari modelli per stimare la lunghezza della regione bifase all'interno del condensatore, dove avviene la condensazione del fluido; uno di questo si basa sulle equazioni di Traviss e Rohsinow **[50];** tale modellizzazione è basata sull'ipotesi di modello di flusso anulare. La lunghezza della regione bifase è pertanto esprimibile come:

$$L_{\varphi} = \dot{m}\lambda \int_{x_i}^{x_o} -\frac{1}{(T_{sat}-T_a)\left(C_L\right)_{c,f_ext}} dx\ (\dots) \tag{B.1}$$

x è il titolo di vapore, rispettivamente all'ingresso e all'uscita del condensatore.

$\left(C_L\right)_{c,f_ext}$ è la conduttanza equivalente per unità di lunghezza rispettivamente tra il fluido bifase e l'ambiente esterno, in accordo alle…

Inoltre, la caduta di pressione nel fluido bifase che tenga conto della variazione del titolo di vapore durante il processo di condensazione:

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_{2\phi} = -\phi_L^2 \frac{f_L}{D} \frac{(1-x)^2}{2\rho_L} \left(\frac{\dot{m}_{ev}}{A}\right)^2 \left(\frac{dz}{dx}\right) \tag{B.2}$$

Dove

$$\frac{dz}{dx} = \frac{\dot{m}_{ev}\lambda}{(T_c-T_{sink})} (-C_L)_c \tag{B.3}$$

Il moltiplicatore bifase può essere calcolato in accordo alle formulazioni presentate nel Capitolo 3.

La figura… mostra lo schema del flusso anulare nel condensatore (trattazione analoga per la linea bifase).Per introdurre gli effetti dell'interazione tra fase liquida e fase vapore, ovvero gli sforzi di di taglio dovuti all'attrito e alla differenza tra le quantità di moto, bisogna considerare

separatamente le cadute di pressioni nella zona del liquido e nella zona del vapore. L'equazione in forma differenziale per il calcolo della caduta di pressione nella zona del liquido:

$$\mu_l \frac{1}{r}\frac{d}{dr}\left(r\frac{du_l}{dr}\right) = \frac{dp_l}{dx} \qquad (B.4)$$

Applicando le condizioni al contorno:

$$u_l|_{r=r_i} = 0 \qquad (B.5)$$

$$\left.\frac{du_l}{dr}\right|_{r=r_i} = \frac{-\tau_i}{\mu_l} \qquad (B.6)$$

Risolvendo, si ottiene la distribuzione di velocità nella zona del liquido:

$$u_l = \frac{1}{4\mu_l}\frac{dp_l}{dx}r^2 + c_1 \ln r + c_2 \qquad (B.7)$$

Dove:

$$c_1 = \frac{r_i - \delta}{\mu_l}\left(-\tau_b - \frac{(r_i - \delta)}{2}\frac{dp_l}{dx}\right) \qquad (B.8)$$

$$c_2 = -\frac{r_i^2}{4\mu_l}\frac{dp_l}{dx} - c_1 \ln r_i \qquad (B.9)$$

In accordo alla …, la velocità del liquido all'interfaccia liquido vapore è la seguente:

$$u_l|_{r=r_i-\delta} = \frac{(r_i - \delta)^2}{4\mu_l}\frac{dp_l}{dx} + C_1 \ln(r_i - \delta) + C_2 \qquad (B.10)$$

$$\dot{m}_l = 2\pi\rho_l \int_{r_i-\delta}^{r_i} u\, r\, dr = 2\pi\rho_l \left[\frac{1}{16\mu_l}\frac{dp_l}{dx}(r_i{}^4 - (r_i-\delta)^4)y + c_1 b_1 + c_z b_2\right] \quad \text{(B.11)}$$

Dove:

$$b_1 = \frac{r_i{}^2}{2}\ln(r_i) - \frac{(r_i-\delta)^2}{2} ln(r_i-\delta) - \frac{b_2}{2} \qquad (B.12)$$

$$b_2 = \frac{1}{2}[r_i{}^2 - (r_i-\delta)^2] \qquad (B.13)$$

La caduta di pressione nella zona del vapore può essere espressa nella seguente forma:

$$\frac{dp_v}{dx} = \frac{-2\tau_\delta}{r_i-\delta} - \frac{d(\rho_v u_v^2)}{dx} \qquad (B.14)$$

L'interazione tra fase liquida e fase vapore includono entrambi gli sforzi di attrito causati dalle differenti velocità tra le due fasi e lo sforzo d'attrito causato dalla variazione di quantità di moto a causa del processo di condensazione:

$$\tau_\delta = \tau_f + \tau_{mt} \qquad (B.15)$$

Dove

$$\tau_f = \pm\frac{1}{2} f \rho_v \left(\overline{u_v} - u_l|_{r=r_i-\delta}\right)^2 \qquad (B.16)$$

Nell'equazione (B.16), il + si applica quando la velocità media della fase vapore è più grande rispetto a quella della fase liquida all'interfaccia liquido/vapore. Altrimenti si applica il segno –

Mentre

$$\tau_m = \frac{q_x}{\lambda}\left(\overline{u_v} - u_l|_{r=r_i-\delta}\right) \qquad (B.17)$$

Dove

$$q_x = -\frac{dx}{dx}\frac{Q_c}{2\pi(r_i - \delta)} \qquad (B.18)$$

C. Appendice

Un sistema passivo di tipo LHP non sarebbe adatto per tale applicazione data l'elevata lunghezza del circuito, in quanto il pompaggio capillare sarebbe sufficiente a compensare le perdite di pressione, essendo inferiori a queste ultime. A parità di condizioni al contorno dell'architettura tradizionale (a parità di dimensioni del circuito e dimensione dell'evaporatore rispetto al circuito 2ph-MPFL).

$\Delta p_{cap} - \Delta p_{g,tot} - |\Delta p_{concentrate}| - |\Delta p_{linea}| - |\Delta p_{vap.groove}| - |\Delta p_{wick}|$ = -0.9 E4 Pa

Il pompaggio capillare è pari a:

$$\Delta p_{cap} = 1.7325\ E3\ Pa$$

Ricordando la formula per il calcolo, quest'ultimo dipende dalla tensione superficiale, la quale è una proprietà del fluido, e stabilito quest'ultimo, è fissata. L'unica variabile su cui agire potrebbe essere i raggi del poro. Bisogna sottolineare il fatto che inoltre non sarebbe possibile diminuire ulteriormente il raggio, per problemi legati a limiti tecnologici. Pertanto, un sistema LHP si rivela non adatto a tale tipo di applicazione, con una così elevata lunghezza del circuito.

D. Appendice

CODICI MATLAB

ARCHITETTURA TRADIZIONALE

```
g=9.81;
pv=0.2653E7;                    %[N/m^2]   P di saturazione
rho_v=0.3105E2*g;               % [N/m^3]  Densità vapore
rho_l=0.6019E3*g;               % [N/m^3]  Densità liquido

nu_l=0.1448E-6;             %[m^2/sec] Viscosità cinematica liquido

sigma_cap=0.6930E-2;        %[N/m]      Tensione superficiale
lambda=0.7465E6/g;          %[J/Kg]    Calore latente vaporizzazione
Nl=0.3572E11;               %[W/m^2]   Fattore di trasporto
Hl=0.1175E-5;               %[m^2]     Wicking height factor
nu_v_nu_l=0.3274E1;
Cond_term_f=0.157;        %[W/mK]     Conducibilità termica fluido
Cond_term_vap=0.00303;
nu_v=nu_v_nu_l*nu_l;      %[m^2/sec]  Viscosità cinematica vapore
mu_vap=nu_v*rho_v;        %Pa*sec         Viscosità dinamica vapore
mu_liq=nu_l*rho_l;         %Pa*sec         Viscosità dinamica liquido
Q_tot=1976;               %[W]              Potenza termica MMRTG
m_dot=Q_tot/lambda;       %[N/sec]          Portata vaporizzazione

sigma_ult_SS=496422525;  %[Pa]  Sigma di rottura  acciaio inossidabile
sigma_ult_Rame=124105631.3;      %[Pa]   Sigma di rottura rame

cp_vap=1000/g;                      %[J/NK]   Calore specifico  vapore
cp_liq=3820/g;                      %[J/NK]   Calore specifico liquido

Pr_v=mu_vap*cp_vap/Cond_term_vap;   %Numero di Prandtl del vapore
Pr_l=mu_liq*cp_liq/Cond_term_f;     %Numero di Prandtl del liquido
```

```
%CONDENSATORE TITOLO E PROPRIETA'
X=0.3; %Titolo vapore
mu_tp=X*mu_vap+(1-X)*mu_liq; %Viscosità dinamica equivalente


cp_eq=X*cp_vap+(1-X)*cp_liq;   %Calore specifico equivalente
Pr_eq=mu_tp*cp_eq/Cond_term_f; %Numero di Prandtl equivalente

%LINEA FLUIDO BIFASE TITOLO E PROPRIETA'
X_34=0.6; %Titolo vapore
mu_tp_34=X_34*mu_vap+(1-X_34)*mu_liq; %Viscosità dinamica equivalente

cp_eq_34=X_34*cp_vap+(1-X_34)*cp_liq; %Calore specifico equivalente
Pr_eq_34=mu_tp_34*cp_eq_34/Cond_term_f;  %Numero di Prandtl equivalente


%% Lunghezze linee circuito

%Evaporatore
Lev_max=700E-3;                 % [m] Lunghezza max evaporatore [m]
 Dev_max=15E-2;                 % [m] Diametro max evaporatore interno
% A_ev=pi*Dev_max^2/4;

%WICK
 d=8E-6;  %[m] Distanza tra i fili della struttura capillare
 rp=d;    %[m] Raggio pori

D_wick_i=5E-2;                              %[m] Diametro interno del wick
D_wick_O=15E-2;                            %[m]  Diametro esterno del wick
porosity=0.55;                               %Porosità struttura capillare
wick
K=(d)^2*porosity^3/(122*(1-porosity)^3);    %[m^2] Permeabilità wick
 Lpw=66E-2;                                 % [m] Lunghezza wick
 A_w=pi/4*(D_wick_O^2-D_wick_i^2);          %[m^2] Area trasversale wick
 Vpw=A_w*Lpw;                               % [m^3] Volume wick
```

```
 delta_p_wick=1.3*Q_tot*Lpw*mu_liq/(K*A_w*rho_l*lambda); % [Pa] Caduta di
pressione nel wick

 %Vapour grooves
 n=20                 %Numero di scanalature
 t=1E-2               %[m] Altezza della scanalatura
 w=1.5E-2             %[m] Larghezza scanaltura
 L_vg=65E-2;          %[m] Lunghezze estrusioni
 L_vg_eff=L_vg/2;     %[m] Lunghezza effettiva estrusione
 Dh_vg=2*t*w/(t+w);   %[m] Diametro idraulico
 passo=[pi*D_wick_O-n*w]/n; %[m] Passo tra le varie scanalature
 A_g=passo*t*n;              %[m^2] Area totale della sezione di passaggio
 V_g=A_g*L_vg_eff;           % [m^3] Volume totale sezione passaggio
 A_groove=w*t;                 % [m]   Area del singolo groove (ipotizzato
come un rettangolo)


 %Condensatore
 Lc_max=2.3772;                   %[m]  Lunghezza max  (Ricavato nel caso
reale)
 Lc_max_sub=0.50;               %[m] Lunghezza sucooling region
 Lc_max_tot=Lc_max+Lc_max_sub;  %[m] Lunghezza totale massima
 Dc_max=10E-3;                  %[m]  Diametro max condensatore
 Ac=pi*Dc_max^2/4;              %[m^2] Area trasversale

 %Delta_p_capillare
 Delta_p_capillare=2*sigma_cap/rp; %[Pa] Incremento pressione capillare

%LINEE
 Delta_z=40E-2;                  % [m] Dislivello punto 2
 L12=1.6;                        % [m] Lunghezza tratto 1-2
 L17=1.5;                        % [m] Lunghezza tratto 1-7
 L19=50E-2;                      % [m] Lunghezza tratto 1-9
 L92=L12-L19;                    % [m] Lunghezza tratto 9-2

 L22_primo=20E-2;                % [m]Lunghezza tratto 2-2'
```

```
 L23_primo=L17;                    % [m] Lunghezza 2-3
 L2primo_3=Lev_max;
 L33_primo=L23_primo-L2primo_3-L22_primo;  %[m]Lunghezza tratto 3-3'
 L2primo_3primo=L2primo_3+L33_primo;       % [m] Lunghezza tratto 2'3
 L45=2;                                    % [m] Lunghezza tratto 45

 L5_primo_3_primo=(L45-L12)/2;             % [m] Lunghezza tratto 5'3'
 L5_secondo_7=L5_primo_3_primo;            % [m] Lunghezza tratto 5''7
 L5_primo_4=3;                             % [m] Lunghezza tratto 5'4
 L5_secondo_5=L5_primo_4;                  % [m] Lunghezza tratto 5''5
 L57=L5_secondo_7+L5_secondo_5;            % [m]Lunghezza tratto 5-7
 L3primo4=L57;                             % [m]Lunghezza tratto 3_primo_4
 L65=L5_secondo_5/2;                       % [m] Lunghezza tratto 6-5
 L65_secondo=L65;                          % [m] Lunghezza tratto 6-5''
 L67=L65_secondo+L5_secondo_7;             % [m] Lunghezza tratto 6-7


 alfa=asin(Delta_z/L23_primo);    %Angolo inclinazione case dove è contenuto
l'MMMRTG

 h2=Delta_z;                           %[m] Quota punto 2
 h2_primo=L2primo_3primo*sin(alfa);    %[m] Quota punto 2'
 h3=L33_primo*sin(alfa);               %[m] Quota punto 3
 Delta22_primo=abs(h2_primo-Delta_z); %[m]Dislivello tra i punti 2-2'
 Delta2primo_3=abs(h3-h2_primo);       %[m]Dislivello tra i punti 2'-3
 Delta33_primo=L33_primo*sin(alfa);    % [m] Dislivello tra i punti 3-3'

%Diametri e aree crossezionali

 Dv_l=10E-3;                  %[m]     Diametro interno linea vapore
 Dl_l=10E-3;                  %[m]     Diametro interno linea liquido
 Dl_by=10E-3;                 %[m]     Diametro linea by pass
 D=Dv_l;                     %[m]     Per indicare diametro di tutte e tre
i tubi (sono uguali)

 Al_l=pi*Dl_l^2/4;            %[m^2]   Area crossezionale linea liquido
```

```
 Av_l=pi*Dv_l^2/4;            %[m^2]  Area crossezionale linea vapore
 A_by=pi*Dl_by^2/4;           %[m^2]   Area cross linea by pass

%Riepilogo lunghezze (solo linee liquido e vapore)
 L_ll=L12+L22_primo+L57+L17; % [m]Linea liquido
 L_vl=L33_primo+L3primo4;    % [m] Linea bifase

  %% Calcolo Reynolds-caso ideale
  %Velocità=[m/sec]; Delta_p=[Pa]
%  %    Linea liquido
 V_ll=m_dot/(rho_l*Al_l); %Velocità
  Re_ll=rho_l*V_ll*Dl_l/mu_liq;  %Reynolds
 Delta_p_l=64/Re_ll*rho_l*L_ll/Dl_l*V_ll^2/2;  %Delta_p_distribuito


  %Vapour grooves
  u_vg_max=m_dot/(n*rho_v*t*w); % Velocità nelle scanalature del vapore
  Re_vg=rho_v*u_vg_max*Dh_vg/mu_vap; % Reynolds
  f_vg=64/Re_vg;   % Fattore di attrito
  Delta_p_vg=rho_v*f_vg*L_vg_eff/Dh_vg*u_vg_max^2/2; % Caduta di pressione
nei passaggi del vapore

 % Condensatore:modello Friedel
 Vl_c=m_dot/(rho_l*Ac);            %Velocità fase liquida
 Vv_c=m_dot/(rho_v*Ac);            %Velocità fase vapore
 Re_l_c=rho_l*Vl_c*Dc_max/mu_liq;  % Reynolds fase liquida
 Re_v_c=rho_v*Vv_c*Dc_max/mu_vap;  % Reynolds fase vapore
 fl_c=64/Re_l_c;                   %Fattore di attrito fase liquida
 fv_c=0.184/Re_v_c^0.2;            %Fattore di attrito fase vapore
  x=0.3;                           %Titolo vapore medio
  rho_H=1/(x/rho_v+(1-x)/rho_l);        %Densità equivalente
  Fr_H=(m_dot/Ac)^2/(g*Dc_max*rho_H^2);   %Fattore
  E=(1-x)^2+x^2*(rho_l/rho_v*fv_c/fl_c); %Fattore
  F=x^0.78*(1-x)^0.224;                  %Fattore
  H=(rho_l/rho_v)^0.91*(mu_vap/mu_liq)^0.19*(1-mu_vap/mu_liq)^0.7;
  We_l=(m_dot/Ac)^2*Dc_max/(sigma_cap*rho_H); %Weber number
```

```
  phi=E+3.24*F*H/(Fr_H^0.045*We_l^0.035); %Moltiplicatore bifase

 Delta_p_condensatore=fl_c*rho_l*Lc_max/Dc_max*Vl_c^2/2*phi;        %Caduta
di pressione nel condensatore
 Re_eq=m_dot/Ac*Dc_max/mu_tp;                 %Reynolds equivalente


 %LINEA BIFASE
 X_34=0.6; %Suppongo
 rho_H_34=1/[X_34/rho_v+(1-X_34)/rho_l];
%Densità omogenea AGGIORNARE LUNGHEZZA CONDENSATORE
 Fr_H_34=(m_dot/Ac)^2/(g*Dc_max*rho_H_34^2);      %Fattore
 E_34=(1-X_34)^2+X_34^2*(rho_l*fv_c)/(rho_v*fl_c);%Fattore
 F_34=X_34^0.78*(1-X_34)^0.224;                                    %Fattore
 H_34=(rho_l/rho_v)^0.91*(mu_vap/mu_liq)^0.19*(1-mu_vap/mu_liq)^0.7;
%Fattore
 We_l_34=(m_dot/Ac)^2*Dc_max/(sigma_cap*rho_H_34); %Weber number
 phi_34=E_34+[3.24*F_34*H_34/((Fr_H_34^0.045)*(We_l_34^0.035))];
%Moltiplicatore bifase
 mu_tp_34=X_34*mu_vap+(1-X_34); %[Pa*sec] Viscosità dinamica equivalente
 Re_eq_34=m_dot/Ac*Dc_max/mu_tp_34; Reynolds equivalente
delta_p_bifase=    phi_34*fl_c*rho_l*(L33_primo+L3primo4)/Dc_max*Vl_c^2/2;
%Caduta di pressione nel fluido nella linea bifase


 %Subcooling region
 V_sub=m_dot/(rho_l*Ac);         %Velocità
 Re_sub=rho_l*V_sub*Dl_l/mu_liq; % Reynolds
 Delta_p_subcooler=fl_c*rho_l*Lc_max_sub/Dc_max*V_sub^2/2;    %Caduta    di
pressione

 %Perdite gravità (in valore assoluto)
 Delta_p_17_g=rho_l*g*Delta_z;
 Delta_p_33_primo_g=rho_H_34*g*Delta33_primo;
 Delta_p_22_primo_g=rho_l*g*Delta22_primo;
 Delta_p_2primo_3_g_l=rho_l*Delta2primo_3*g;
```

```
 Delta_p_2primo_3_g_v=rho_v*Delta2primo_3*g;%(Vapore nell'evaporatore)

 V_lv=m_dot/(rho_H_34*Av_l);

 V_condensatore_bifase=m_dot/(rho_H*Av_l);%      Velocità      equivalente
condensatore

  %% Perdite concentrate
  %Coefficienti di perdita (perdite concentrate)
 K1=0.3;
 K2=0.3;
 K3_primo=0.3;
 K5_primo=0.3;
 K4=0.3;
 K5=0.3;
 K5_secondo=0.3;
 K7=K2;
 k_piegature_condensatore=0.2;
 Delta_p_conc_liq=rho_l*(K1+K2+K7+K5+K5_secondo)*V_ll^2/2;          %Caduta
pressioni concentrate fluido
 Delta_p_conc_vap=rho_H_34*(K4+K3_primo+K5_primo)*V_lv^2/2;    %Cadute   di
pressione concentrate linea bifase
 n_piegature_condensatore=3;   %Numero piegature condensatore

Delta_p_conc_condensatore_piegature=rho_H*k_piegature_condensatore*V_conde
nsatore_bifase^2/2; %Perdite concentrate condensatore


 %% Calcolo Delta_p pompa
 Delta_p_pompa=-(Delta_p_33_primo_g
+Delta_p_22_primo_g+Delta_p_2primo_3_g_l+Delta_p_2primo_3_g_v-
Delta_p_17_g+Delta_p_capillare-Delta_p_l-delta_p_bifase-Delta_p_vg-
Delta_p_condensatore-Delta_p_subcooler-delta_p_wick-Delta_p_conc_liq-
Delta_p_conc_vap-
n_piegature_condensatore*Delta_p_conc_condensatore_piegature);
```

```
 %% PROPRIETA'MATERIALI
%Copper
Kth_copper=391; % Conducibilità termica [W/mK]
rho_copper=8960; %Densità rame; [Kg/m^3]

%Nickel
Kth_nickel=122; % Conducibilità nickel [W/mK]
rho_nickel=8902; % Densità  [Kg/m^3]

%Stainless steel
Kth_SS=17;     % Conducibilità nickel [W/mK]
rho_SS=7600;   % Densità  [Kg/m^3]

%% CALCOLO SPESSORE TUBAZIONI
%Spessore linea liquido, linea vapore e by-pass

t_linea=2*pv*D/(sigma_ult_SS-2*pv); %Acciaio inossidabile

%Spessore condensatore (rame)
t_condensatore=2*pv*D/(sigma_ult_Rame-2*pv) %Rame

%Spessore evaporatore (Rame)
t_EV=2*pv*Dev_max/(sigma_ult_Rame-2*pv)%Rame

%Riepilogo lunghezze
L_ll=L12+L22_primo+L57+L17 %Lunghezza linea liquido
L_vl=L33_primo+L3primo4    %Lunghezza linea bifase

%Area trasversale linee
A_ll=pi*D^2/4; %Linea liquido
A_vl=A_by;     %Linea bifase

Vol_ll=A_ll*L_ll; %Linea liquido
Vol_vl=A_vl*L_vl; %Linea bifase
```

```
 %% ANALISI TERMICA (Caso caldo, peggiore termicamente)

% %Temperature ambiente

Ta_1=273;    %Temperatura nel vano che contiene l'MMRTG (sempre a contatto
con l'esterno)
Ta_2=20+273; %Temperatura all'interno del Rover (40°C)(Linee vapore, liquido
e bay pass tranne nel case)
 Ta_3=273;    %Temperatura ambiente esterno
 Twe=180+273;  %Tempertura case evaporatore
 Tvl_in=180+273; %Temperatura ingresso linea bifase

  %% Programma calcolo delle portate considerando le perdite
  m_dot_ev_max=Q_tot/lambda;                    %[N/sec]             Portata
vaporizzazione massima
  m_dot_perdite(1)=m_dot_ev_max;
  tol=10^(-7);%valore per iniziare
  m_dot_perdite(2)=m_dot_ev_max-2*tol;
  i=2;
  k_iter=0;

% % %p sta per perdite

 while abs(m_dot_perdite(i)-m_dot_perdite(i-1))>tol
    %%  Calcolo  Reynolds  (analogo  caso  ideale,  stesse  grandezze  da
ricalcolare iterativamente) V:[m/sec]
 %  Linea liquido
  V_ll_p=m_dot_perdite(i)/(rho_l*Al_l);
  Re_ll_p=rho_l*V_ll_p*Dl_l/mu_liq;
 Delta_p_l_p=64/Re_ll_p*rho_l*L_ll/Dl_l*V_ll_p^2/2;



 %  Vapour grooves
  u_vg_max_p=m_dot_perdite(i)/(n*rho_v*t*w);
  Re_vg_p=rho_v*u_vg_max_p*Dh_vg/mu_vap;
  f_vg_p=64/Re_vg_p;
```

```
 Delta_p_vg_p=rho_v*f_vg_p*L_vg_eff/Dh_vg*u_vg_max_p^2/2;

 % Condensatore:modello Friedel
  Vl_c_p=m_dot_perdite(i)/(rho_l*Ac);
  Vv_c_p=m_dot_perdite(i)/(rho_v*Ac);
  Re_l_c_p=rho_l*Vl_c_p*Dc_max/mu_liq;
  Re_v_c_p=rho_v*Vv_c_p*Dc_max/mu_vap;
  fl_c_p=64/Re_l_c_p;
  fv_c_p=0.184/Re_v_c_p^0.2;
  X=0.3;
 rho_H=1/(X/rho_v+(1-X)/rho_l);
  Fr_H_p=(m_dot_perdite(i)/Ac)^2/(g*Dc_max*rho_H^2);
  E_p=(1-X)^2+X^2*(rho_l/rho_v*fv_c_p/fl_c_p);
  F=X^0.78*(1-X)^0.224; %Fattore
  H=(rho_l/rho_v)^0.91*(mu_vap/mu_liq)^0.19*(1-mu_vap/mu_liq)^0.7;
  We_l_p=(m_dot_perdite(i)/Ac)^2*Dc_max/(sigma_cap*rho_H);
  phi_p=E_p+3.24*F*H/(Fr_H_p^0.045*We_l_p^0.035);
  mu_tp=X*mu_vap+(1-X)*mu_liq; %mu_two_phase
  Re_eq_p=m_dot_perdite(i)/Ac*Dc_max/mu_tp;
  Delta_p_condenser_p= fl_c_p*rho_l*Lc_max/Dc_max*Vl_c_p^2/2*phi;


%LINEA  BIFASE

X_34=0.6;
rho_H_34=1/[X_34/rho_v+(1-X_34)/rho_l];
Fr_H_34_p=(m_dot_perdite(i)/Ac)^2/(g*Dc_max*rho_H_34^2);

E_34_p=(1-X_34)^2+X_34^2*(rho_l*fv_c_p)/(rho_v*fl_c_p);

 F_34=X_34^0.78*(1-X_34)^0.224;
 H_34=(rho_l/rho_v)^0.91*(mu_vap/mu_liq)^0.19*(1-mu_vap/mu_liq)^0.7;
 We_l_34_p=(m_dot_perdite(i)/Ac)^2*Dc_max/(sigma_cap*rho_H_34);
 phi_34_p=E_34_p+[3.24*F_34*H_34/((Fr_H_34_p^0.045)*(We_l_34_p^0.035))]
 mu_tp_34=X_34*mu_vap+(1-X_34)*mu_liq;
 Re_eq_34_p=m_dot_perdite(i)/Ac*Dc_max/mu_tp_34;
```

```
  delta_p_bifase_p=
phi_34_p*fl_c_p*rho_l*(L33_primo+L3primo4)/Dc_max*Vl_c_p^2/2;

  %LINEA BIFASE SALTO PRESSIONE
  V_34_p=m_dot_perdite(i)/(rho_H_34*Av_l);
  Delta_p_conc_vap=rho_v*(K4+K3_primo+K5_primo)*V_lv^2/2;


   %Subcooled region
   V_sub_p=m_dot_perdite(i)/(rho_l*Ac);
   Re_sub_p=rho_l*V_sub_p*Dl_l/mu_liq;


%% Calcolo andamento temperature
%Condensatore
 hi_c_p=5.03*Cond_term_f/Dc_max*Re_eq_p^(1/3)*Pr_eq^1/3;     %Coefficiente
scambio termico liquido bifase parete interna condensatore
 hi_bifase_linea=5.03*Cond_term_f/Dc_max*Re_eq_34_p^(1/3)*Pr_eq_34^1/3;
%Coefficiente scambio termico liquido bifase parete interna linea bifase

 %ALETTE (dim geometriche in [m])

 H_al=15E-3        %Alezza aletta
 t_aletta=0.6E-3   %Spessore aletta
 eff=0.92          %efficienza alette
 h_ext=1;          %coeff scambio termico con l'esterno
 n_alette=6        %numero alette
 k_aletta=390;     %[W/m^2K] coeff scambio termico convettivo con l'esterno

 r_max_c_ext=Dc_max/2+t_condensatore; %[m] Raggio esterno condensatore
 r_max_c_int=Dc_max/2;                %Raggio interno condensatore
 sigma_Boltzman=5.67E-8;              %sigma_Boltzmann
 epslon_vernice=0.8;                  %sigma_Boltzmann

  %% Condensatore rete elettrica (vedere documento tesi)
```

```
%
C_primo_f_tube_ext_inv_p=1/(hi_c_p*pi*Dc_max)+log(r_max_c_ext/r_max_c_int)
/(2*pi*Kth_copper);
%
C_primo_ext=(2*H_al*h_ext*eff+epslon_vernice*sigma_cap*2*H_al*(T_aletta^2+
Ta_3^2)*(T_aletta+Ta_3))
%
C_primo_aletta_i_esima_ext_inv=(H_al/(k_aletta*t_aletta)+1/(2*H_al*h_ext*e
ff+epslon_vernice*sigma_cap*2*H_al*(T_aletta^2+Ta_3^2)*(T_aletta+Ta_3)));
%singola aletta
%  C_primo_aletta_i_esima_ext=1/C_primo_aletta_i_esima_ext_inv;
%  C_primo_alette_ext=C_primo_aletta_i_esima_ext*n_alette;
%  C_primo_alette_ext_inv=1/ C_primo_alette_ext;
%  C_primo_f_ex_inv_p=C_primo_f_tube_ext_inv_p+C_primo_alette_ext_inv;
%  C_primo_f_ex_condenser_p=1/C_primo_f_ex_inv_p;

%SOSTITUZIONE (Esplicito termini conduttanza equivalente per far comparire
%i termini dipendenti dalla temperatura per equazione differenziale)

%-
1/(C_primo_f_tube_ext_inv_p+1/([1/(H_al/(k_aletta*t_aletta)+1/(2*H_al*h_ex
t*eff+epslon_vernice*sigma_cap*2*H_al*(T_aletta^2+Ta_3^2)*(T_aletta+Ta_3))
)]*n_alette))

 %EVAPORATORE/CC
 Dev_ext=Dev_max+2*(t_EV+t);       %Diametro esterno evaporatore
 A_laterale_EV=pi*Dev_ext*Lev_max; %Area laterale evaporatore
 C_ev_ext=h_ext*A_laterale_EV;       %Conduttanza superficie evaporatore-
ambiente esterno

 m=0.43; %Coefficiente
 Kmax=porosity*Cond_term_f+(1-porosity)*Kth_nickel;
%Conducibilità che serve al calcolo della conducibilità del wick
 Kmin=Cond_term_f*Kth_nickel/[porosity*Kth_nickel+(1-
porosity)*Cond_term_f];  %Conducibilità che serve al calcolo della
conducibilità del wick
```

```
 K_wick=Kmax^m*Kmin^(1-m);   %Conducibilità termica wick
 P_wick=pi*D_wick_O;         %perimetro wick
 passo=[pi*D_wick_O-n*w]/n;  %passo tra i groove
 r_EV_ext=D_wick_O/2+t+t_EV; %Raggio esterno evaporatore
 r_EV_int=D_wick_O/2+t;      %Raggio interno wick
 G12=2*pi*Lev_max*Kth_copper/log(r_EV_ext/r_EV_int);   %Conduttanza   case
dell'evaporatore [W/K]
 G2_primo_3_primo=Kth_copper*w*L_vg/t; %Conduttanza nel singolo groove
 A_vap_laterale=2*(passo*L_vg+t*L_vg);  %Area  laterale  di  passaggio  del
vapore (tra due groove)
 Nu_vp_p=3.66; %Nu_vapore nell'evaporatore
 hg_p=Nu_vp_p*Cond_term_vap/Dh_vg; %Coefficiente scambio termico convettivo
vapore
 G23_p=hg_p*A_vap_laterale;        %%Convezione tra vapore e area laterale
passaggioSingolo groove
 G23_23primo_p=(G2_primo_3_primo+G23_p)*n;      %Conduttanza   equivalente
groove-parete esterna-wick
 Cwe_if_p=1/(1/G12+1/G23_23primo_p);         %Conduttanza equivalente case
evaporatore-superficie esterna wick
 A_assiale_EV=pi*(r_EV_ext^2-r_EV_int^2);  %Area trasversale evaporatore

 %Linea bifase

   rv_ext=Dv_l/2+t_linea; %Raggio esterno
   rv_int=Dv_l/2; %Raggio interno

C_v_line_primo_inv_p=1/(hi_bifase_linea*pi*Dv_l)+log(rv_ext/rv_int)/(2*pi*
Kth_SS)+1/(h_ext*pi*2*rv_ext);  %Inverso conduttanza per unità di lunghezza
   C_v_line_primo_p=1/C_v_line_primo_inv_p;    %    [W/mK]    Conduttanza
equivalente per unità di lunghezza

   % LIQUID LINE
  Nu_l_linea_p=3.66;                          %Nusselt liquido
  hi_l_line_p=Nu_l_linea_p*Cond_term_f/Dl_l; %Coefficiente convettivo
 rl_ext=Dl_l/2+t_linea;                       % Raggio esterno
 rl_int=Dl_l/2;                               %Raggio interno
```

```
C_l_linea_primo_p=1/[1/(hi_l_line_p*pi*Dl_l)+log(rl_ext/rl_int)/(2*pi*Kth_
SS)+1/(h_ext*2*pi*rl_ext)]; % Conduttanza equivalente per unità di lunghezza

%  %Evaporatore core
%  Nu_l_ev=3.66;
%  hi_l_ev=Nu_l_ev*Cond_term_f/D_wick_i;

 coeff_p_vap=C_v_line_primo_p/(m_dot_perdite(i)*cp_eq_34);   %Coefficiente
da inserire nell'equaizione differenziale per  calcolo andamento della
temperatura nella linea bifase

 Tc_in=Ta_2+(Tvl_in-Ta_2)*exp(-coeff_p_vap*(L33_primo+L3primo4));
%Temperatura ingresso condensatore [K]

 %Calcolo lunghezza condensatore
 l_c=@(x,x1)     [m_dot_perdite(i)*lambda/n_alette-2*h_ext*x(1)*H_al*(x(2)-
Ta_1)*eff-
2*x(1)*H_al*epslon_vernice*sigma_Boltzman*x(2)^4;...%x(1)*H_al*epslon_vern
ice*sigma_Boltzman*x(2)^4
(Tc_in-
x(2))/[1/(hi_c_p*pi*Dc_max*x(1))+log(r_max_c_ext/r_max_c_int)/(2*pi*Kth_co
pper*x(1))+H_al/(k_aletta*t_aletta*x(1))]-
m_dot_perdite(i)*lambda/n_alette];
 %
Rf_tube_al_i=1/(hi_c_p*pi*Dc_max*x(1))+log(r_max_c_ext/r_max_c_int)/(2*pi*
Kth_copper*x(1))+H_al/(k_aletta*t_aletta*x(1));

     l_c0=[0.3;0.3];
     f_f=fsolve(l_c,l_c0);
     Lc_max_p=f_f(1); %Lunghezza condensatore

     Lc_max_p_sub=0.50; %Lunghezza subcooler
     Lc_max_p_tot=      Lc_max_p+Lc_max_p_sub;      %Lunghezza      totale
(Condensatore+Subcooler)
     T_aletta=f_f(2); %Temperatura aletta
```

```
%   coeff_p_condenser=C_primo_f_ex_condenser_p/(m_dot_perdite(i)*cp_eq);
%
coeff_p_condenser_sub=C_primo_f_ex_condenser_p_sub/(m_dot_perdite(i)*cp_li
q);

 Delta_p_condensatore_p=    phi_p*fl_c_p*rho_l*Lc_max_p/Dc_max*Vl_c_p^2/2;
%Caduta pressione nel condensatore
 Delta_p_subcooler_p=fl_c_p*rho_l*Lc_max_p_sub/Dc_max*V_sub_p^2/2; %Caduta
di pressioen nel subcooler

  %% Perdite concentrate
 K1=0.3;
 K2=0.3;
 K3_primo=0.3;
 K5_primo=0.3;
 K4=0.3;
 K5=0.3;
 K5_secondo=0.3;
 K7=K2;          %Dire senso percorrenza flusso
 Delta_p_conc_liq_p=rho_l*(K1+K2+K7+K5+K5_secondo)*V_ll_p^2/2;      %Linea
liquido
 Delta_p_conc_vap_p=rho_H_34*(K4+K3_primo+K5_primo)*V_34_p^2/2;     %Linea
vapore

 V_condensatore_bifase_p=m_dot_perdite(i)/(rho_H*Av_l);%     %     Velocità
equivalente fludo bifase
 n_piegature_condensatore=3; % Numero piegature condensatore

Delta_p_conc_condensatore_piegature_p=rho_H*k_piegature_condensatore*V_con
densatore_bifase_p^2/2; %Perdite concentrate condensatore

  %% CALCOLO SALTO PRESSIONE POMPA CON PERDITE
  % Calcolo delta_p_pompa
  Delta_p_pompa_p=-(Delta_p_33_primo_g
+Delta_p_22_primo_g+Delta_p_2primo_3_g_l+Delta_p_2primo_3_g_v-
Delta_p_17_g+Delta_p_capillare-Delta_p_l_p-delta_p_bifase_p-   Delta_p_vg-
```

```
Delta_p_condensatore_p-Delta_p_subcooler_p-
1.3*m_dot_perdite(i)*Lpw*mu_liq/(K*A_w*rho_l)-Delta_p_conc_liq_p-
Delta_p_conc_vap_p-
Delta_p_conc_condensatore_piegature_p*n_piegature_condensatore);

  Tc_in=Ta_2+(Tvl_in-Ta_2)*exp(-coeff_p_vap*(L33_primo+L3primo4));
%  Tc_out=Ta_3+(Tc_in-Ta_3)*exp(-coeff_p_condenser*Lc_max_p);
%Tc_out_sub=
Ta_3+(Tc_out-Ta_3)*exp(coeff_p_condenser_sub*Lc_max_p_sub);


 %% Calcolo andamento temperature con irraggiamento


C_primo_f_tube_ext_inv_p=1/(hi_c_p*pi*Dc_max)+log(r_max_c_ext/r_max_c_int)
/(2*pi*Kth_copper);
   f_condenser=@(x,T)                                                    -
[1/(C_primo_f_tube_ext_inv_p+1/([1/(H_al/(k_aletta*t_aletta)+1/(2*H_al*h_e
xt*eff+epslon_vernice*sigma_cap*2*H_al*(T_aletta^2+Ta_3^2)*(T_aletta+Ta_3)
))]*n_alette))]/(m_dot_perdite(i)*cp_eq)*(T-Ta_3);
   x1_span=[0 Lc_max_p];
   T0_1=Tc_in;
   [x_1,T_1]=ode45(f_condenser,x1_span,T0_1);
   Tc_out=T_1(end); %T uscita condensatore



C_primo_f_tube_ext_inv_p_sub=1/(hi_bifase_linea*pi*Dc_max)+log(r_max_c_ext
/r_max_c_int)/(2*pi*Kth_copper);
    f_sub=@(x,T)                                                         -
[1/(C_primo_f_tube_ext_inv_p_sub+1/([1/(H_al/(k_aletta*t_aletta)+1/(2*H_al
*h_ext*eff+epslon_vernice*sigma_cap*2*H_al*(T_aletta^2+Ta_3^2)*(T_aletta+T
a_3)))]*n_alette))]/(m_dot_perdite(i)*cp_liq) *(T-Ta_3);
 x2_span=[0 Lc_max_p_sub];
 T0_2=Tc_out;
[x_2,T_2]=ode45(f_sub,x2_span,T0_2);
```

```
 Tc_out_sub=T_2(end); %T uscita subcooler


 %Linea liquido tratto 5-2_primo
 coeff_p_liq_linea_p=C_l_linea_primo_p/(m_dot_perdite(i)*cp_liq);
 T5=Ta_2+(Tc_out_sub-Ta_2)*exp(-coeff_p_liq_linea_p*L57);              %T7
(disegno paper)
 Tev_in=Ta_1+(T5-Ta_1)*exp(-coeff_p_liq_linea_p*(L17+L12+L22_primo));   %T
ingresso evaporatore

  %Sistema con bilancio termico Evaporatore

   Tif_e=[Cwe_if_p*Twe-Q_tot+C_ev_ext*(Twe-Ta_1)]/Cwe_if_p;

   %zita=m_dot_new*cp_liq/(2*pi*K_wick*Lpw);
    zita_primo=cp_liq/(2*pi*K_wick*Lpw);
   %C_if_if=m_dot_new*cp_liq/[(D_wick_O/D_wick_i)^zita-1];

      zita=m_dot*zita_primo;
      U=@(x)        Cwe_if_p*(Twe-Tif_e)-lambda*x-x*cp_liq*(Tif_e-Tev_in)-
x*cp_liq/[(D_wick_O/D_wick_i)^(zita)-1]*(Tif_e-Tev_in);

     s=0;

   m_dot_new=fsolve(U,s);

    m_dot_perdite(i+1)=m_dot_new;  %Portata  vaporizzazione  con  perdite
[N/sec]
    err=abs(m_dot_perdite(i)-m_dot_perdite(i-1))*100;
   i=i+1;
   k_iter=k_iter+1;
  end

  T_punti=[Tvl_in-273;Tc_in-273;Tc_out-273;Tc_out_sub-273;T5-273;Tev_in-
273;;Tif_e-273;Twe-273];
```

```
LastName={"Tvl_in_end";"Tc_in_end";"Tc_out_end";"Tc_out_sub";"T5";"Tev_in_
end";"Tif_e";"Twe_end"};
  T=table(LastName,T_punti);

 m_dot_g= m_dot/g;                              % Portata di vaporizzazione
ideale[kg/sec]
 m_dot_p_end=m_dot_perdite(end)/g;        % Portata vaporizzaizione reale
[Kg/sec]

 Delta_p_pompa_p_end=Delta_p_pompa_p;    %Incremento pressione pompa caso
reale

 M_dot_punti=[m_dot_g;m_dot_p_end;Delta_p_pompa;Delta_p_pompa_p_end];
 LastName_2={"mdot";"mdotp";"Deltapompa";"Deltapompap"};
 M_dot_table=table(LastName_2,M_dot_punti);

 Potenza_pompa=      m_dot_perdite(end)*Delta_p_pompa_p_end/rho_l;%Potenza
pompa reale senza rendimento [W]
 Potenza_eta=Potenza_pompa/0.4;                                  %Potenza pompa
reale [W]
 Potenza_ideale_eta=m_dot*Delta_p_pompa/(rho_l*0.4);         %Potenza pompa
ideale [W]



% Dati caso freddo
g=9.81;
pv_c=0.3909E4;                          %[N/m^2]          P di saturazione
rho_v_c=(0.5169E-1)*g;                  %[Kg/m^3] [N/m^3] Densità vapore
rho_l_c=0.8122E3*g;                     %[Kg/m3] [N/m^3]  Densità liquido
rho_H_c=1/[X/rho_v_c+(1-X)/rho_l_c];  %densità omogenea caso freddo

rho_H_34_c=1/[X_34/rho_v_c+(1-X_34)/rho_l_c];

nu_l_c=0.1005E-5;                    %[m^2/sec]        Viscosità cinematica
liquido
```

```
sigma_cap_c=0.2449E-1;                %[N/m]            Tensione sperficiale
lambda_c=0.1213E7/g;                      %[J/Kg] [J/N]      Calore latente
vaporizzazione
Nl_c=0.2955E11;                       %[W/m^2]          Fattore di trasporto
Hl_c=0.3076E-5;                      %[m^2]           Wicking height factor
nu_v_nu_l_c=0.1697E3;                                   %Kinmatic viscosity
ratio
Cond_term_f_c=0.210;                  %[W/mK]          Conducibilità termica
fluido
nu_v_c=nu_v_nu_l_c*nu_l;              %[m^2/sec]       Viscosità cinematica
vapore
mu_vap_c=nu_v_c*rho_v_c;                %Pa*sec          Viscosità dinamica
vapore
mu_liq_c=nu_l_c*rho_l_c;                %Pa*sec          Viscosità dinamica
liquido

Vol_sub=Ac*Lc_max_p_sub; %Volume subcooler
V_condenser=Ac*Lc_max_p; %Volume condensatore

 %% DImensionamento camera compensazione e Fluid inventory

Numeratore_CC=rho_l_c*(Vol_ll+Vpw+Vol_sub)+rho_v_c*V_g+rho_H_34_c*Vol_vl+r
ho_H_c*V_condenser-rho_l*(Vol_ll+Vpw+Vol_sub)-rho_v*V_g-rho_H_34*Vol_vl-
rho_H*V_condenser;
alfa_CC=0.2; %Frazione di liquido caso freddo nell'accumulatore
beta_CC=0.4; %Frazione di liquido caso caldo nell'accumulatore
Denominatore=beta_CC*rho_l+rho_v*(1-beta_CC)-alfa_CC*rho_l_c-rho_v_c*(1-
alfa);
V_CC=Numeratore_CC/Denominatore; %Volume accumulatore

M_Newton=rho_l*(Vol_ll+Vpw+Vol_sub+beta_CC*V_CC)+rho_v*(V_g+(1-
beta_CC)*V_CC)+rho_H*V_condenser+rho_H_34*Vol_vl; %Peso fluido [N]

M_kg=M_Newton/g; %Peso fluido [Kg]
V_liquido=Vol_ll+Vpw+Vol_sub+beta_CC*V_CC+Vol_vl+V_g+(1-
beta_CC)*V_CC+V_condenser;
```

```
%% Grafici andamento temperatura
%Tc_in (end)
L1_plot=L33_primo+L3primo4;
n_punti=1000;
x1=linspace(0,L1_plot,n_punti);
g_1=@(x) Ta_2+(Tvl_in-Ta_2)*exp(-coeff_p_vap*x);
grafico_1=g_1(x1);
x1_plot=linspace(0,L1_plot,n_punti);
plot(x1_plot,grafico_1,'r')

hold on

%Tc_out (end)
%  L2_p=Lc_max_p;
%  x2_p=linspace(0,L2_p,n);
%  L2_plot=L2_p+L1_plot;
%  x2_plot=linspace(L1_plot,L2_plot,n);
%  g_2=@(x) Ta_3+(Tc_in-Ta_3)*exp(-coeff_p_condenser*x);
%  grafico_2=g_2(x2_p);
%  plot(x2_plot,grafico_2,'r')

L2_p=Lc_max_p;
 x2_p=linspace(0,L2_p,n_punti);
 L2_plot=L2_p+L1_plot;
 x2_plot=linspace(L1_plot,L2_plot,n_punti);
 g_2=@(x,T)                                                              -
[1/(C_primo_f_tube_ext_inv_p+1/([1/(H_al/(k_aletta*t_aletta)+1/(2*H_al*h_e
xt*eff+epslon_vernice*sigma_cap*2*H_al*(T_aletta^2+Ta_3^2)*(T_aletta+Ta_3)
))]*n_alette))]/(m_dot_perdite(i)*cp_eq)*(T-Ta_3);
 T0_1=Tc_in;
 [x22_p,T_2_p]=ode45(g_2,x2_p,T0_1);
 plot(x2_plot,T_2_p,'r')


 hold on
```

```
 %Tc_out_sub (end)
%  L3_p=Lc_max_p_sub;
%  x3_p=linspace(0,L3_p,n);
%  L3_plot=L3_p+L2_plot;
%  x3_plot=linspace(L2_plot,L3_plot,n);
%  g_3=@(x) Ta_3+(Tc_out-Ta_3)*exp(-coeff_p_condenser_sub*x);
%  grafico_3=g_3(x3_p);
%  plot(x3_plot,grafico_3,'r')

 L3_p=Lc_max_p_sub;
  x3_p=linspace(0,L3_p,n_punti);
  L3_plot=L3_p+L2_plot;
  x3_plot=linspace(L2_plot,L3_plot,n_punti);
  g_3=@(x,T)                                                                    -
[1/(C_primo_f_tube_ext_inv_p_sub+1/([1/(H_al/(k_aletta*t_aletta)+1/(2*H_al
*h_ext*eff+epslon_vernice*sigma_cap*2*H_al*(T_aletta^2+Ta_3^2)*(T_aletta+T
a_3)))]*n_alette))]/(m_dot_perdite(i)*cp_liq) *(T-Ta_3);
  T0_2=Tc_out;
 [x33_p,T_3_p]=ode45(g_3,x3_p,T0_2);
 plot(x3_plot,T_3_p,'r')

 hold on

 %T5(end)
 L4_p=L57;
 x4_p=linspace(0,L4_p,n_punti);
 L4_plot=L4_p+L3_plot;
 x4_plot=linspace(L3_plot,L4_plot,n_punti);
 g_4=@(x) Ta_2+(Tc_out_sub-Ta_2)*exp(-coeff_p_liq_linea_p*x);
 grafico_4=g_4(x4_p);
 plot(x4_plot,grafico_4,'r')

 hold on

 %TCCin(end)
```

```
 L5_p= L17+L12+L22_primo;
 x5_p=linspace(0,L5_p,n_punti);
 L5_plot=L4_plot+L5_p;
 x5_plot=linspace(L4_plot,L5_plot,n_punti);
 g_5=@(x) Ta_1+(T5-Ta_1)*exp(-coeff_p_liq_linea_p*x);
 grafico_5=g_5(x5_p);
 plot(x5_plot,grafico_5,'r')

xlabel("x")
ylabel("T")

%Plot punti temperatura
hold on
x_temperature=[0 L1_plot L2_plot L3_plot L4_plot L5_plot L5_plot];
Temperature=[Tvl_in Tc_in Tc_out Tc_out_sub T5 Tev_in Tif_e];
scatter(x_temperature,Temperature,"filled")
```

ARCHITETTURA INNOVATIVA

Dati di imput uguali allo script precedente, con l'aggiunta della linea di by pass. Di seguito riportato a partire dal calcolo del Reynolds nel caso caldo.

```
%% Calcolo Reynolds- caso ideale

 %Velocità=[m/sec]; Delta_p=[Pa]
 % Tratto 9-2; 6-5 Linea Liquido
 V_92=m_dot/(rho_l*Al_l);       % Velocità
 Re_92=rho_l*V_92*Dl_l/mu_liq;  % Reynoalds


 %Vapour grooves
 u_vg_max=m_dot/(n*rho_v*t*w); % Velocità nelle scanalature del vapore
 Re_vg=rho_v*u_vg_max*Dh_vg/mu_vap; % Reynolds
 f_vg=64/Re_vg;                     % Fattore di attrito
 Delta_p_vg=rho_v*f_vg*L_vg_eff/Dh_vg*u_vg_max^2/2; % Caduta di pressione
nei passaggi del vapore

 % Condensatore:modello Friedel (Assumo fluido bifase)
  Vl_c=m_dot/(rho_l*Ac);  %Velocità fase liquida
  Vv_c=m_dot/(rho_v*Ac);  %Velocità fase vapore
  Re_l_c=rho_l*Vl_c*Dc_max/mu_liq; % Reynolds fase liquida
  Re_v_c=rho_v*Vv_c*Dc_max/mu_vap; % Reynolds fase vapore
  fl_c=64/Re_l_c;                  %Fattore di attrito fase liquida
  fv_c=0.184/Re_v_c^0.2;           %Fattore di attrito fase vapore
  X=0.3;                           %Titolo vapore medio
  rho_H=1/[X/rho_v+(1-X)/rho_l];    %Densità equivalente
  Fr_H=(m_dot/Ac)^2/(g*Dc_max*rho_H^2);   %Fattore
  E=(1-X)^2+X^2*(rho_l*fv_c)/(rho_v*fl_c); %Fattore
  F=X^0.78*(1-X)^0.224;                    %Fattore
  H=(rho_l/rho_v)^0.91*(mu_vap/mu_liq)^0.19*(1-mu_vap/mu_liq)^0.7;
%Fattore
  We_l=(m_dot/Ac)^2*Dc_max/(sigma_cap*rho_H);                      %Weber
number
  phi=E+[3.24*F*H/((Fr_H^0.045)*(We_l^0.035))];
%Moltiplicatore bifase
  mu_tp=X*mu_vap+(1-X)*mu_liq; [Pa*sec] Viscosità dinamica equivalente
  Re_eq=m_dot/Ac*Dc_max/mu_tp;                                    Reynolds
equivalente
```

```
  Delta_p_condensatore=phi*fl_c*rho_l*Lc_max/Dc_max*Vl_c^2/2;      %Caduta
di pressione nel condensatore

 %Subcooling region
 V_sub=m_dot/(rho_l*Ac);          %Velocità
 Re_sub=rho_l*V_sub*Dl_l/mu_liq; %Reynolds
 Delta_p_subcooler=fl_c*rho_l*Lc_max_sub/Dc_max*V_sub^2/2;    %Caduta    di
pressione

 %% Perdite concentrate
 %Coefficienti di perdita (perdite concentrate)
 K8=0.2;
 K6=1;
 K6_primo=0.2;
 K86=0.3;
 K9=1;
 K9_primo=0.2;
 K2=0.3;
 K3_primo=0.3;
 K4=0.3;
 K5=0.3;
 K7=K2;
 K1=0.3;
 K5_primo=0.3;
 K5_secondo=0.3;
 k_piegature_condensatore=0.2;

 V_condensatore_bifase=m_dot/(rho_H*Av_l);%      Velocità      equivalente
condensatore
 n_piegature_condensatore=3; %Numero piegature condensatore

Delta_p_conc_condensatore_piegature=n_piegature_condensatore*rho_H*k_piega
ture_condensatore*V_condensatore_bifase^2/2;      %Perdite      concentrate
condensatore
```

```
  %LINEA34 BIFASE

  X_34=0.6; % Titolo vapore
  rho_H_34=1/[X_34/rho_v+(1-X_34)/rho_l];        %Densità equivalente
  Fr_H_34=(m_dot/Ac)^2/(g*Dc_max*rho_H_34^2);    %Fattore
  E_34=(1-X_34)^2+X_34^2*(rho_l*fv_c)/(rho_v*fl_c); %Fattore
  F_34=X_34^0.78*(1-X_34)^0.224;                    %Fattore
  H_34=(rho_l/rho_v)^0.91*(mu_vap/mu_liq)^0.19*(1-mu_vap/mu_liq)^0.7;
%Fattore
  We_l_34=(m_dot/Ac)^2*Dc_max/(sigma_cap*rho_H_34);                  %Weber
number
  phi_34=E_34+[3.24*F_34*H_34/((Fr_H_34^0.045)*(We_l_34^0.035))];
%Moltiplicatore bifase
  mu_tp_34=X_34*mu_vap+(1-X_34)*mu_liq;                          %Viscosità
equivalente
  Re_eq_34=m_dot/Ac*Dc_max/mu_tp_34; %Reynolds equivalente

delta_p_34_bifase=phi_34*fl_c*rho_l*(L33_primo+L3primo4)/Dc_max*Vl_c^2/2;%
Caduta pressione bifase

  % Tratto 3_4  Linea bifase
    V_34=m_dot/(rho_H_34*Av_l); %Velocità equivalente



 %% CALCOLO PORTATA LINA BY-PASS E SALTO PRESSIONE POMPA-CASO IDEALE
 %Bilancio circuito 9-5'-4-5-6- 8-9 per calcolo portata by-pass
 % Sommatoria delta_p=0;

  f=@(x)
(0.184*(L98+L68)/[x*Dl_by/(A_by*mu_liq)]^0.2)*(x^2/(2*Dl_by*rho_l*A^2)-
rho_l*g*Delta_z+Delta_p_capillare...
-64/Re_92*rho_l*(L92+L22_primo)/Dl_l*V_92^2/2 ...
-delta_p_34_bifase+rho_H_34*g*Delta33_primo+rho_l*g*Delta22_primo ...
-64/Re_92*rho_l*L65/Dl_l*V_92^2/2 ...
-delta_p_wick+(rho_l*Delta2primo_3*g)+rho_v*Delta2primo_3*g ...
```

```
-Delta_p_vg...
-Delta_p_condensatore-Delta_p_subcooler ...
+(K8+K86+K6)*rho_l*x^2/(2*rho_l^2*A_by^2)-rho_l*K2*V_92^2/2-
rho_H_34*(K4+K3_primo+K5_primo)*V_34^2/2-rho_l*K5*Vl_c^2/2-
rho_l*K6_primo*V_92^2/2-Delta_p_conc_condensatore_piegature;


      X0=0.2;
     m_dot_by_N=fsolve(f,X0); %[N/sec] Portata  linea by-pass
     m_dot_by_g=m_dot_by_N/g; %[Kg/sec] Portata linea by-pass

    %Tratto 9-6 liquido by pass
    V_by=m_dot_by_N/(rho_l*A_by); %Velocità
    Re_by=rho_l*V_by*Dl_by/mu_liq; %Reynolds

% % Tratto 7-6,7-1,1-9
 Vl_76=(m_dot+m_dot_by_N)/(rho_l*Al_l);  %Velocità
 Re_l_76=rho_l*Vl_76*Dl_l/mu_liq;        %Reynolds

%  %Calcoli delta_p tratti 7-6-1-9-8
 f_76=0.184/(Re_l_76^0.2);                  %Fattore
 Delta_p_76=rho_l*f_76*L67/Dl_l*Vl_76^2/2; %Caduta pressione tratto 7-6
 Delta_p_19=rho_l*f_76*L19/Dl_l*Vl_76^2/2; %Caduta pressione tratto 1-9
 Delta_p_17=rho_l*f_76*L17/Dl_l*Vl_76^2/2; %Caduta pressione tratto 1-7
 Delta_p_17_g=rho_l*g*Delta_z;                %Caduta di pressione gravità
tratto 1-7

 %Calcoli delta_p linea by pass
 f_by=0.184/Re_by^0.2;                              %Fattore attrito
 Delta_p_by=rho_l*f_by*(L98+L68)/Dl_by*V_by^2/2; % Caduta pressione
 Delta_p_by_g=rho_l*g*Delta_z;                     %Perdite di pressione per
gravità


 %  Perdite concentrate circuito 6-7-1-9-8-6  per il calcolo incremento
pressione pompa
```

```
Delta_p_pompa=-Delta_p_by-
rho_l*(K8+K86+K6)*V_by^2/2+rho_l*(K7+K1+K9+K9_primo+K5_secondo)*Vl_76^2/2+
Delta_p_by_g+Delta_p_76+Delta_p_17+Delta_p_17_g+Delta_p_19; % Incremento di
pressione pompa

%% CALCOLO SPESSORE TUBAZIONI [m]
%Spessore linea liquido, linea bifase e by-pass
t_linea=2*pv*D/(sigma_ult_SS-2*pv); %Acciaio inossidabile

%Spessore condensatore/Subcooler
t_condensatore=2*pv*D/(sigma_ult_Rame-2*pv); %Rame


%Spessore case evaporatore
t_EV=2*pv*Dev_max/(sigma_ult_Rame-2*pv); %Rame

%Riepilogo lunghezze [m]
L_ll=L12+L22_primo+L57+L17; %Lunghezza linea liquido
L_by=L98+L68;               %Lunghezza linea by-pass
L_vl=L33_primo+L3primo4;    %Lunghezza linea bifase

%Area trasversale linee [m^2]
A_ll=pi*D^2/4;       %Linea liquido
A_by=A_ll;           %Linea by-pass
A_vl=A_by;           %Linea bifase

%Volumi fluido nelle lineee

Vol_ll=A_ll*L_ll;    % Linea liquido
Vol_by=A_by*L_by;    % Linea by-pass
Vol_vl=A_vl*L_vl;    % Linea bifase


%% ANALISI TERMICA (Caso caldo, peggiore termicamente)
```

```
%Temperature ambiente [K]

Ta_1=273;      %Temperatura nel vano che contiene l'MMRTG (sempre a contatto con l'esterno)
Ta_2=20+273;     %Temperatura all'interno del Rover (40°C)(Linee vapore, liquido e bay pass tranne nel case)
Ta_3=273;       %Temperatura ambiente esterno
Twe=180+273;    %Tempertura case evaporatore
Tvl_in=180+273; %Temperatura ingresso linea bifase

%% Programma calcolo delle portate Caso reale
 m_dot_ev_max=Q_tot/lambda;                % [N/sec] Portata vaporizzazione caso ideale
 m_dot_perdite(1)=m_dot_ev_max;
 tol=10^(-7);%valore per iniziare
 m_dot_perdite(2)=m_dot_ev_max-2*tol;
 i=2;
 k_iter=0;

% %p sta per perdite
while abs(m_dot_perdite(i)-m_dot_perdite(i-1))>tol
    %% Calcolo Reynolds (analogo caso ideale, stesse grandezze da ricalcolare iterativamente) V:[m/sec]

%   Tratto 9-2; 6-5 Linea Liquido
  V_92_p=m_dot_perdite(i)/(rho_l*Al_l);
  Re_92_p=rho_l*V_92_p*Dl_l/mu_liq;      %Laminare


%  Vapour grooves
 u_vg_max_p=m_dot_perdite(i)/(n*rho_v*t*w);
 Re_vg_p=rho_v*u_vg_max_p*Dh_vg/mu_vap;   %Laminare
 f_vg_p=64/Re_vg_p;
 Delta_p_vg_p=rho_v*f_vg_p*L_vg_eff/Dh_vg*u_vg_max_p^2/2;

%  % Condensatore:modello Friedel
```

```
  Vl_c_p=m_dot_perdite(i)/(rho_l*Ac);
  Vv_c_p=m_dot_perdite(i)/(rho_v*Ac);
  Re_l_c_p=rho_l*Vl_c_p*Dc_max/mu_liq; %laminare
  Re_v_c_p=rho_v*Vv_c_p*Dc_max/mu_vap; %Turbolento
  fl_c_p=64/Re_l_c_p;
  fv_c_p=0.184/Re_v_c_p^0.2;
  X=0.3;
  rho_H=1/(X/rho_v+(1-X)/rho_l);
  Fr_H_p=(m_dot_perdite(i)/Ac)^2/(g*Dc_max*rho_H^2);
  E_p=(1-X)^2+X^2*(rho_l/rho_v*fv_c_p/fl_c_p);
  F=X^0.78*(1-X)^0.224;
  H=(rho_l/rho_v)^0.91*(mu_vap/mu_liq)^0.19*(1-mu_vap/mu_liq)^0.7;
  We_l_p=(m_dot_perdite(i)/Ac)^2*Dc_max/(sigma_cap*rho_H);
  phi_p=E_p+3.24*F*H/(Fr_H_p^0.045*We_l_p^0.035);
  mu_tp=X*mu_vap+(1-X)*mu_liq;
  Re_eq_p=m_dot_perdite(i)/Ac*Dc_max/mu_tp;

  %LINEA 34 BIFASE

 X_34=0.6;
 rho_H_34=1/[X_34/rho_v+(1-X_34)/rho_l];
 Fr_H_34_p=(m_dot_perdite(i)/Ac)^2/(g*Dc_max*rho_H_34^2);
 E_34_p=(1-X_34)^2+X_34^2*(rho_l*fv_c_p)/(rho_v*fl_c_p);
  F_34=X_34^0.78*(1-X_34)^0.224;
  H_34=(rho_l/rho_v)^0.91*(mu_vap/mu_liq)^0.19*(1-mu_vap/mu_liq)^0.7;
  We_l_34_p=(m_dot_perdite(i)/Ac)^2*Dc_max/(sigma_cap*rho_H_34);
  phi_34_p=E_34_p+[3.24*F_34*H_34/((Fr_H_34_p^0.045)*(We_l_34_p^0.035))]
  mu_tp_34=X_34*mu_vap+(1-X_34)*mu_liq;
  Re_eq_34_p=m_dot_perdite(i)/Ac*Dc_max/mu_tp_34;
  delta_p_34_bifase_p=
phi_34_p*fl_c_p*rho_l*(L33_primo+L3primo4)/Dc_max*Vl_c_p^2/2;

 %Subcooling region
 V_sub_p=m_dot_perdite(i)/(rho_l*Ac);
 Re_sub_p=rho_l*V_sub_p*Dl_l/mu_liq;
```

```
 V_34_p=m_dot_perdite(i)/(rho_H_34*Av_l);

  %% Calcolo andamento temperature
%Condensatore
 hi_c_p=5.03*Cond_term_f/Dc_max*Re_eq_p^(1/3)*Pr_eq^1/3;
%Coefficiente scambio termico liquido bifase parete interna condensatore
 hi_bifase_34=5.03*Cond_term_f/Dc_max*Re_eq_34_p^(1/3)*Pr_eq_34^1/3;
%Coefficiente scambio termico liquido bifase parete interna linea bifase

 %ALETTE (dim geometriche in [m])
 H_al=15E-3;       %Alezza aletta
 t_aletta=0.6E-3;  %Spessore aletta
 eff=0.92;         %efficienza alette
 h_ext=1;         % [W/m^2K] coeff scambio termico convettivo con l'esterno
 n_alette=6;       %Numero alette
 k_aletta=390;     %[W/mK] Conducibilità termica alette

 r_max_c_ext=Dc_max/2+t_condensatore; %[m] Raggio esterno condensatore
 r_max_c_int=Dc_max/2;                %Raggio interno condensatore
 sigma_Boltzman=5.67E-8;              %sigma_Boltzmann
 epslon_vernice=0.8;                  %Emissività vernice bianca

 %% Condensatore rete elettrica (vedere documento tesi)
%
C_primo_f_tube_ext_inv_p=1/(hi_c_p*pi*Dc_max)+log(r_max_c_ext/r_max_c_int)
/(2*pi*Kth_copper);
%
C_primo_ext=(2*H_al*h_ext*eff+epslon_vernice*sigma_cap*2*H_al*(T_aletta^2+
Ta_3^2)*(T_aletta+Ta_3))
%
C_primo_aletta_i_esima_ext_inv=(H_al/(k_aletta*t_aletta)+1/(2*H_al*h_ext*e
ff+epslon_vernice*sigma_cap*2*H_al*(T_aletta^2+Ta_3^2)*(T_aletta+Ta_3)));
%singola aletta
%  C_primo_aletta_i_esima_ext=1/C_primo_aletta_i_esima_ext_inv;
%  C_primo_alette_ext=C_primo_aletta_i_esima_ext*n_alette;
%  C_primo_alette_ext_inv=1/ C_primo_alette_ext;
```

```
%  C_primo_f_ex_inv_p=C_primo_f_tube_ext_inv_p+C_primo_alette_ext_inv;
%  C_primo_f_ex_condenser_p=1/C_primo_f_ex_inv_p;

%SOSTITUZIONE (Esplicito termini conduttanza equivalente per far comparire
%i termini dipendenti dalla temperatura per equazione differenziale)

%-
1/(C_primo_f_tube_ext_inv_p+1/([1/(H_al/(k_aletta*t_aletta)+1/(2*H_al*h_ex
t*eff+epslon_vernice*sigma_cap*2*H_al*(T_aletta^2+Ta_3^2)*(T_aletta+Ta_3))
)]*n_alette))

%EVAPORATORE/CC (dimensioni geometriche in [m])

 Dev_ext=Dev_max+2*(t_EV+t);       %Diametro esterno evaporatore
 A_laterale_EV=pi*Dev_ext*Lev_max; %Area laterale evaporatore
 C_ev_ext=h_ext*A_laterale_EV;        %Conduttanza superficie evaporatore-
ambiente esterno

 m=0.43;                              %Coefficiente
 Kmax=porosity*Cond_term_f+(1-porosity)*Kth_nickel;
%Conducibilità che serve al calcolo della conducibilità del wick
 Kmin=Cond_term_f*Kth_nickel/[porosity*Kth_nickel+(1-
porosity)*Cond_term_f];%Conducibilità   che   serve   al   calcolo   della
conducibilità del wick
 K_wick=Kmax^m*Kmin^(1-m);   %Conducibilità termica wick
 P_wick=pi*D_wick_O;         %perimetro wick
 passo=[pi*D_wick_O-n*w]/n;  % passo tra i groove
 r_EV_ext=D_wick_O/2+t+t_EV; %Raggio esterno evaporatore
 r_EV_int=D_wick_O/2+t;      %Raggio interno wick
 G12=2*pi*Lev_max*Kth_copper/log(r_EV_ext/r_EV_int);   %Conduttanza   case
dell'evaporatore [W/K]
 G2_primo_3_primo=Kth_copper*w*L_vg/t; %Conduttanza nel singolo groove
 A_vap_laterale=2*(passo*L_vg+t*L_vg);  %Area  laterale  di  passaggio  del
vapore (tra due groove)
 Nu_vp_p=3.66;                         %Nu_vapore nell'evaporatore
```

```
 hg_p=Nu_vp_p*Cond_term_vap/Dh_vg;          %Coefficiente  scambio  termico
convettivo vapore
 G23_p=hg_p*A_vap_laterale;          %Convezione tra vapore e area laterale
passaggioSingolo groove
 G23_23primo_p=(G2_primo_3_primo+G23_p)*n;      %Conduttanza   equivalente
groove-parete esterna-wick
 Cwe_if_p=1/(1/G12+1/G23_23primo_p);         %Conduttanza equivalente case
evaporatore-superficie esterna wick
 A_assiale_EV=pi*(r_EV_ext^2-r_EV_int^2);   % Area trasversale evaporatore

 %Linea bifase

   rv_ext=Dv_l/2+t_linea; %Raggio esterno
   rv_int=Dv_l/2; %Raggio interno

C_v_line_primo_inv_p=1/(hi_bifase_34*pi*Dv_l)+log(rv_ext/rv_int)/(2*pi*Kth
_SS)+1/(h_ext*pi*2*rv_ext);   %Inverso conduttanza per unità di lunghezza
   C_v_line_primo_p=1/C_v_line_primo_inv_p;    %    [W/mK]    Conduttanza
equivalente per unità di lunghezza

   % LIQUID LINE
   %Tratto 92/65 e Tratto Subcooler Laminare
  Nu_l_linea_p_92=3.66;                              %Nusselt liquido
  hi_l_line_p_92=Nu_l_linea_p_92*Cond_term_f/Dl_l;           %Coefficiente
convettivo
 rl_ext=Dl_l/2+t_linea;                              % Raggio esterno
 rl_int=Dl_l/2;                                      %Raggio interno

C_l_linea_primo_p_92=1/[1/(hi_l_line_p_92*pi*Dl_l)+log(rl_ext/rl_int)/(2*p
i*Kth_SS)+1/(h_ext*2*pi*rl_ext)]; % Conduttanza equivalente per unità di
lunghezza

%  %Evaporatore core
%  Nu_l_ev=3.66;
%  hi_l_ev=Nu_l_ev*Cond_term_f/D_wick_i;
```

```
 coeff_p_vap=C_v_line_primo_p/(m_dot_perdite(i)*cp_eq_34);   %Coefficiente
da inserire nell'equaizione differenziale per  calcolo andamento della
temperatura nella linea bifase

 Tc_in=Ta_2+(Tvl_in-Ta_2)*exp(-coeff_p_vap*(L33_primo+L3primo4));
%Temperatura ingresso condensatore [K]

 %Calcolo lunghezza condensatore-Sistema
 l_c=@(x,x1)    [m_dot_perdite(i)*lambda/n_alette-2*h_ext*x(1)*H_al*(x(2)-
Ta_1)*eff-2*x(1)*H_al*epslon_vernice*sigma_Boltzman*x(2)^4;...
             (Tc_in-
x(2))/[1/(hi_c_p*pi*Dc_max*x(1))+log(r_max_c_ext/r_max_c_int)/(2*pi*Kth_co
pper*x(1))+H_al/(k_aletta*t_aletta*x(1))]-
m_dot_perdite(i)*lambda/n_alette];

     l_c0=[0.3;0.3];
     f_f=fsolve(l_c,l_c0);
     Lc_max_p=f_f(1); %Lunghezza condensatore

     Lc_max_p_sub=0.50; %Lunghezza subcooler
     Lc_max_p_tot=Lc_max_p+Lc_max_p_sub;         %Lunghezza         totale
(Condensatore+Subcooler)
     Vol_sub=Ac*Lc_max_p_sub; %Volume liquido nel subcooler
     V_condenser=Ac*Lc_max_p; %Volume liquido nel condensatore
     T_aletta=f_f(2); %Temperatura condensatore

%  coeff_p_condenser=C_primo_f_ex_condenser_p/(m_dot_perdite(i)*cp_eq);
%
coeff_p_condenser_sub=C_primo_f_ex_condenser_p_sub/(m_dot_perdite(i)*cp_li
q);

 Delta_p_condensatore_p=    phi_p*fl_c_p*rho_l*Lc_max_p/Dc_max*Vl_c_p^2/2;
%Caduta pressione nel condensatore

 Delta_p_subcooler_p=fl_c_p*rho_l*Lc_max_p_sub/Dc_max*V_sub_p^2/2;  %Caduta
di pressioen nel subcooler
```

```
 %Linea fluido bifase 3-4

 V_condensatore_bifase_p=m_dot_perdite(i)/(rho_H*Av_l);%          Velocità
equivalente fludo bifase
 n_piegature_condensatore=3; % Numero piegature condensatore
 Delta_p_conc_condensatore_piegature_p=
n_piegature_condensatore*rho_H*k_piegature_condensatore*V_condensatore_bif
ase_p^2/2; %Perdite concentrate condensatore



 %% CALCOLO PORTATA LINA BY-PASS E SALTO PRESSIONE POMPA- CASO REALE
  %Bilancio circuito  9-5'-4-5-6- 8-9 per calcolo portata by-pass

   f=@(x_p)
0.184*(L98+L68)/[x_p*Dl_by/(A_by*mu_liq)]^0.2*x_p^2/(2*Dl_by*rho_l*A_by^2)
-rho_l*g*Delta_z+Delta_p_capillare...
   -64/Re_92_p*rho_l*(L92+L22_primo)/Dl_l*V_92_p^2/2 ...
   -    delta_p_34_bifase_p+rho_H_34*g*Delta33_primo+rho_l*g*Delta22_primo
...
   -64/Re_92_p*rho_l*L65/Dl_l*V_92_p^2/2 ...
   -
1.3*m_dot_perdite(i)*Lpw*mu_liq/(K*A_w*rho_l)+(rho_l*Delta2primo_3*g)+rho_
v*Delta2primo_3*g ...
   -Delta_p_vg_p...
   -Delta_p_condensatore_p-Delta_p_subcooler_p...
   +(K8+K86+K6)*rho_l*x_p^2/(2*rho_l^2*A_by^2)-rho_l*K2*V_92_p^2/2-
rho_H_34*(K4+K3_primo+K5_primo)*V_34_p^2/2-rho_l*K5*Vl_c_p^2/2-
rho_l*K6_primo*V_92_p^2/2-Delta_p_conc_condensatore_piegature_p;


      X0=0.2;
      m_dot_by_N_p=fsolve(f,X0); %[N/sec]
      m_dot_by_p_g=m_dot_by_N_p/g;  %[Kg/sec]
```

```
     %Tratto  liquido by pass
     V_by_p=m_dot_by_N_p/(rho_l*A_by);
     Re_by_p=rho_l*V_by_p*Dl_by/mu_liq; %Turbolento

    % Tratto 7-6,7-1,1-9
    Vl_76_p=(m_dot_perdite(i)+m_dot_by_N_p)/(rho_l*Al_l);
    Re_l_76_p=rho_l*Vl_76_p*Dl_l/mu_liq; %turbolento

   %Calcoli delta_p tratti 7-6-1-9-8
   f_76_p=0.184/(Re_l_76_p^0.2);
   Delta_p_76_p=rho_l*f_76_p*L67/Dl_l*Vl_76_p^2/2;
   Delta_p_19_p=rho_l*f_76_p*L19/Dl_l*Vl_76_p^2/2;
   Delta_p_17_p=rho_l*f_76_p*L17/Dl_l*Vl_76_p^2/2;
   Delta_p_17_g=rho_l*g*Delta_z;

   %Calcoli delta_p linea by pass
   f_by_p=0.184/Re_by_p^0.2;
   Delta_p_by_p=rho_l*f_by_p*(L98+L68)/Dl_by*V_by_p^2/2;
   Delta_p_by_g=rho_l*g*Delta_z;

 %   Perdite concentrate circuito 6-7-1-9-8-6 per il calcolo incremento
pressione pompa

  Delta_p_pompa_p=-Delta_p_by_p-
rho_l*(K8+K86+K6)*V_by_p^2/2+rho_l*(K7+K1+K9+K9_primo+K5_secondo)*Vl_76_p^
2/2+Delta_p_by_g+Delta_p_76_p+Delta_p_17_p+Delta_p_17_g+Delta_p_19_p;
%Controllare sempre se i due Re di sopra sono quelliturbolento se cambia
portata

 %BY-PASS-LINE
 Nu_l_by_p=0.023*Re_by_p^0.8*Pr_l^0.3; %Nusselt
 hi_l_by_p=Nu_l_by_p*Cond_term_f/Dl_by;   %Coefficiente   scambio   termico
convettivo
 r_by_ext=Dl_by/2+t_linea; %Raggio esterno
 r_by_int=Dl_by/2;   %Raggio interno
```

```
C_l_by_primo=1/[1/(hi_l_by_p*pi*Dl_by)+log(r_by_ext/r_by_int)/(2*pi*Kth_SS
)+1/(h_ext*2*pi*r_by_ext)]; % Conduttanza per unità di lunghezza linea by-
pass

 Tc_in=Ta_2+(Tvl_in-Ta_2)*exp(-coeff_p_vap*(L33_primo+L3primo4));       %T
ingresso condensatore

%  Tc_out=Ta_3+(Tc_in-Ta_3)*exp(-coeff_p_condenser*Lc_max_p);
 %% Calcolo  con irraggiamento


C_primo_f_tube_ext_inv_p=1/(hi_c_p*pi*Dc_max)+log(r_max_c_ext/r_max_c_int)
/(2*pi*Kth_copper);
f_condenser=@(x,T)-
[1/(C_primo_f_tube_ext_inv_p+1/([1/(H_al/(k_aletta*t_aletta)+1/(2*H_al*h_e
xt*eff+epslon_vernice*sigma_cap*2*H_al*(T_aletta^2+Ta_3^2)*(T_aletta+Ta_3)
))]*n_alette))]/(m_dot_perdite(i)*cp_eq)*(T-Ta_3);

   x1_span=[0 Lc_max_p];
   T0_1=Tc_in;
   [x_1,T_1]=ode45(f_condenser,x1_span,T0_1);
   Tc_out=T_1(end); %T uscita condensatore



C_primo_f_tube_ext_inv_p_sub=1/(hi_bifase_34*pi*Dc_max)+log(r_max_c_ext/r_
max_c_int)/(2*pi*Kth_copper);
   f_sub=@(x,T)                                                          -
[1/(C_primo_f_tube_ext_inv_p_sub+1/([1/(H_al/(k_aletta*t_aletta)+1/(2*H_al
*h_ext*eff+epslon_vernice*sigma_cap*2*H_al*(T_aletta^2+Ta_3^2)*(T_aletta+T
a_3)))]*n_alette))]/(m_dot_perdite(i)*cp_liq) *(T-Ta_3);

 x2_span=[0 Lc_max_p_sub];
 T0_2=Tc_out;
[x_2,T_2]=ode45(f_sub,x2_span,T0_2);
```

```
 Tc_out_sub=T_2(end); %T uscita subcooler


%% LINEE TEMPERATURE [K]
 %Linea liquido tratto 6-5

 %Tratti liquido 67/71/19
 Nu_l_linea_p_69=0.023*Re_l_76_p^0.8*Pr_l^0.3;   %Turbolento
 hi_l_line_p_69=Nu_l_linea_p_69*Cond_term_f/Dv_l; %Coeffi convettivo linea

C_l_linea_primo_p_69=1/[1/(hi_l_line_p_69*pi*Dl_l)+log(rl_ext/rl_int)/(2*p
i*Kth_SS)+1/(h_ext*2*pi*rl_ext)]; % Conduttanza per unità di lunghezza

coeff_p_liq_65=C_l_linea_primo_p_92/(m_dot_perdite(i)*cp_liq);
coeff_p_liq_69=C_l_linea_primo_p_69/[(m_dot_perdite(i)+m_dot_by_N_p)*cp_li
q];
coeff_p_by=C_l_linea_primo_p_69/[(m_dot_by_N_p*cp_liq)];
T3_primo=Ta_2+(Tc_out_sub-Ta_2)*exp(-coeff_p_liq_65*L65);%T6'
T_by_out(1)=T3_primo;
T_by_out(2)=T3_primo-2*tol;
j=2;
 while abs(T_by_out(j)-T_by_out(j-1))>tol

T3_secondo=(m_dot_by_N_p*T_by_out(j)+m_dot_perdite(i)*T3_primo)/(m_dot_by_
N_p+m_dot_perdite(i)); %T6''
T7=Ta_2+(T3_secondo-Ta_2)*exp(-coeff_p_liq_69*L67); %T7
T_by_in=Ta_1+(T7-Ta_1)*exp(-coeff_p_liq_69*(L19+L17)); % T ingresso by-pass
     T8=Ta_1+(T_by_in-Ta_1)*exp(-coeff_p_by*L98); %T8
     T86=Ta_2+(T8-Ta_2)*exp(-coeff_p_by*L65); %T8'
     T_by_out_new=Ta_2+(T86-Ta_2)*exp(-coeff_p_by*(L19+L5_secondo_7));   %T
uscita linea by-pass
     T_by_out(j+1)=T_by_out_new;
     j=j+1;
 end
```

```
   Tev_in=Ta_1+(T_by_in-Ta_1)*exp(-coeff_p_liq_65*(L92+L22_primo));      %T
ingresso evaporatore

  %Sistema con bilancio termico nell'Evaporatore

  Tif_e=[Cwe_if_p*Twe-Q_tot+C_ev_ext*(Twe-Ta_1)]/Cwe_if_p;     %Temperatura
interfaccia liquido vapore

  %    zita=m_dot_new*cp_liq/(2*pi*K_wick*Lpw);%Da inserire nel sistema
       zita_primo=cp_liq/(2*pi*K_wick*Lpw);
  %    C_if_if=m_dot_new*cp_liq/[(D_wick_O/D_wick_i)^zita-1]; Conduttanza
  %    radiale wick

     zita=m_dot*zita_primo;
    U=@(x)           Cwe_if_p*(Twe-Tif_e)-lambda*x-x*cp_liq*(Tif_e-Tev_in)-
x*cp_liq/[(D_wick_O/D_wick_i)^(zita)-1]*(Tif_e-Tev_in);
    s=0;
    m_dot_new=fsolve(U,s);
     err=abs(m_dot_perdite(i)-m_dot_perdite(i-1))*100;
   m_dot_perdite(i+1)=m_dot_new;   %Portata   vaporizzazione   con   perdite
[N/sec]
  i=i+1;
  k_iter=k_iter+1;

 end

 T_punti=[Tvl_in-273;Tc_in-273;Tc_out-273;Tc_out_sub-273;T3_primo-
273;T3_secondo-273;T_by_in-273;T_by_out(end)-273;Tev_in-273;Tif_e-273;Twe-
273];

LastName={"Tvl_in_end";"Tc_in_end";"Tc_out_end";"Tc_out_sub";"T3_primo";"T
3_secondo";"T_by_in_end";"T_by_out_end";"Tev_in_end";"Tif_e";"Twe_end"};
 T=table(LastName,T_punti);

 m_dot_g= m_dot/g;  % Portata di vaporizzazione ideale[kg/sec]
```

```
 m_dot_p_end=m_dot_perdite(end)/g;       % Portata vaporizzazioone   reale [Kg/sec]
    m_dot_by_g;                    % Portata di by-pass caso ideale [kg/sec]
    m_dot_by_p_end=m_dot_by_p_g;     % Portata by-pass caso reale[Kg/sec]
    Delta_p_pompa_p_end=Delta_p_pompa_p;   %Incremento pressione pompa caso reale


M_dot_punti=[m_dot_g;m_dot_p_end;m_dot_by_g;m_dot_by_p_end;Delta_p_pompa;Delta_p_pompa_p_end];

LastName_2={"mdot";"mdotp";"mdotby";"mdotbyp";"Deltapompa";"Deltapompap"};
 M_dot_table=table(LastName_2,M_dot_punti);


 Potenza_pompa= m_dot_by_p_end*g*Delta_p_pompa_p_end/rho_l; %Potenza pompa reale senza rendimento [W]
 Potenza_eta=Potenza_pompa/0.4; %Potenza pompa reale [W]
 Potenza_ideale_eta=m_dot_by_N*Delta_p_pompa/(rho_l*0.4)   %Potenza   pompa ideale [W]

 %% DImensionamento accumulatore e Fluid inventory


Numeratore_CC=rho_l_c*(Vol_ll+Vpw+Vol_by+Vol_sub)+rho_v_c*V_g+rho_H_34_c*Vol_vl+rho_H_c*V_condenser-rho_l*(Vol_ll+Vpw+Vol_by+Vol_sub)-rho_v*+V_g-rho_H_34*Vol_vl-rho_H*V_condenser;
alfa_CC=0.2; %Frazione di liquido caso freddo nell'accumulatore
beta_CC=0.4; %Frazione di liquido caso caldo nell'accumulatore
Denominatore=beta_CC*rho_l+rho_v*(1-beta_CC)-alfa_CC*rho_l_c-rho_v_c*(1-alfa);
V_CC=Numeratore_CC/Denominatore; %Volume accumulatore
M_Newton=rho_l*(Vol_ll+Vpw+Vol_by+Vol_sub+beta_CC*V_CC)+rho_v*(V_g+(1-beta_CC)*V_CC)+rho_H*V_condenser+rho_H_34*Vol_vl; %Peso fluido [N]
M_kg=M_Newton/g; %Peso fluido [Kg]
```

```
V_liquido=Vol_ll+Vpw+Vol_by+Vol_sub+beta_CC*V_CC+Vol_vl+V_g+(1-
beta_CC)*V_CC+V_condenser; %Volume liquido [m^3]

%% Grafici andamento temperature

%Riepilogo lunghezze (esclusa linea by pass)
L_tot=L12+L22_primo+L57+L17+L33_primo+L3primo4+Lc_max_p_tot;

%Riscrivo per comodità tutte le temperature

%Tc_in (end)
L1_plot=L33_primo+L3primo4;
n_punti=1000;
x1=linspace(0,L1_plot,n_punti);
g_1=@(x) Ta_2+(Tvl_in-Ta_2)*exp(-coeff_p_vap*x);
grafico_1=g_1(x1);
x1_plot=linspace(0,L1_plot,n_punti);
plot(x1_plot,grafico_1,'c')

 hold on

 %Tc_out (end)
 L2_p=Lc_max_p;
 x2_p=linspace(0,L2_p,n_punti);
 L2_plot=L2_p+L1_plot;
 x2_plot=linspace(L1_plot,L2_plot,n_punti);
 g_2=@(x,T)                                                                    -
[1/(C_primo_f_tube_ext_inv_p+1/([1/(H_al/(k_aletta*t_aletta)+1/(2*H_al*h_e
xt*eff+epslon_vernice*sigma_cap*2*H_al*(T_aletta^2+Ta_3^2)*(T_aletta+Ta_3)
))]*n_alette))]/(m_dot_perdite(i)*cp_eq)*(T-Ta_3);
 T0_1=Tc_in;
 [x22_p,T_2_p]=ode45(g_2,x2_p,T0_1);
 plot(x2_plot,T_2_p,'c')

  hold on
```

```
 %Tc_out_sub (end)
  L3_p=Lc_max_p_sub;
  x3_p=linspace(0,L3_p,n_punti);
  L3_plot=L3_p+L2_plot;
  x3_plot=linspace(L2_plot,L3_plot,n_punti);
  g_3=@(x,T)                                                                    -
[1/(C_primo_f_tube_ext_inv_p_sub+1/([1/(H_al/(k_aletta*t_aletta)+1/(2*H_al
*h_ext*eff+epslon_vernice*sigma_cap*2*H_al*(T_aletta^2+Ta_3^2)*(T_aletta+T
a_3)))]*n_alette))]/(m_dot_perdite(i)*cp_liq) *(T-Ta_3);
  T0_2=Tc_out;
 [x33_p,T_3_p]=ode45(g_3,x3_p,T0_2);
 plot(x3_plot,T_3_p,'c')

 % (T6 grafico)
 hold on
L4_p=L65;
x4_p=linspace(0,L4_p,n_punti);
L4_plot=L4_p+L3_plot;
x4_plot=linspace(L3_plot,L4_plot,n_punti);
g_4=@(x) Ta_2+(Tc_out_sub-Ta_2)*exp(-coeff_p_liq_65*x);
grafico_4=g_4(x4_p);
plot(x4_plot,grafico_4,'c')

 %Salto numerico T6_secondo
% %T7(end)
 hold on
L5_p=L67;
x5_p=linspace(0,L5_p,n_punti);
L5_plot=L5_p+L4_plot;
x5_plot=linspace(L4_plot,L5_plot,n_punti);
g_5=@(x)Ta_2+(T3_secondo-Ta_2)*exp(-coeff_p_liq_69*x);
grafico_5=g_5(x5_p);
plot(x5_plot, grafico_5,'c')

 hold on
%T_by_in(end)
```

```
L6_p=L19+L17;
x6_p=linspace(0,L6_p,n_punti);
L6_plot=L6_p+L5_plot;
x6_plot=linspace(L5_plot,L6_plot,n_punti);
g_6=@(x) Ta_1+(T7-Ta_1)*exp(-coeff_p_liq_69*x);
grafico_6=g_6(x6_p);
plot(x6_plot,grafico_6,'c')

hold on

%Tev_in(end)
L7_p=L92+L22_primo;
x7_p=linspace(0,L7_p,n_punti);
L7_plot=L7_p+L6_plot;
x7_plot=linspace(L6_plot,L7_plot,n_punti);
g_7=@(x) Ta_1+(T_by_in-Ta_1)*exp(-coeff_p_liq_65*x);
grafico_7=g_7(x7_p);
plot(x7_plot,grafico_7,'c')



%T8(end)
L8_p=L98;
x8_p=linspace(0,L8_p,n_punti);
L8_plot=L8_p+L6_plot;
x8_plot=linspace(L6_plot,L8_plot,n_punti);
g_8=@(x) Ta_1+(T_by_in-Ta_1)*exp(-coeff_p_by*x);
grafico_8=g_8(x8_p);
plot(x8_plot,grafico_8,'m')

%T8'(end)
L9_p=L65;
x9_p=linspace(0,L9_p,n_punti);
L9_plot=L9_p+L8_plot;
x9_plot=linspace(L8_plot,L9_plot,n_punti);
g_9=@(x) Ta_2+(T8-Ta_2)*exp(-coeff_p_by*x);
grafico_9=g_9(x9_p);
```

```
plot(x9_plot,grafico_9,'m')

%T_by_out(end)
L10_p=L19+L5_secondo_7;
x10_p=linspace(0,L10_p,n_punti);
L10_plot=L10_p+L9_plot;
x10_plot=linspace(L9_plot,L10_plot,n_punti);
g_10=@(x) Ta_2+(T86-Ta_2)*exp(-coeff_p_by*x);
grafico_10=g_10(x10_p);
plot(x10_plot,grafico_10,'m')

xlabel("x")
ylabel("T")

%Plot punti temperatura
hold on
x_temperature=[0 L1_plot L2_plot L3_plot L4_plot L4_plot L6_plot L7_plot
L10_plot L10_plot];
Temperature=[Tvl_in Tc_in Tc_out Tc_out_sub T3_primo T3_secondo  T_by_in
Tev_in T_by_out(end) Tif_e];
scatter(x_temperature,Temperature,"filled")
```

E. Appendice

Architettura tradizionale

Tratti	Elevazione tratti [] (Con segno)	Valore perdite per gravità[] $\Delta p_g =$
22’	$\Delta z_{22} = -0.0533$	-3.1E3
Evaporatore	$\Delta z_{2_{primo3}} = -0.1867$	-1.1E4
Vapore	$\Delta z_{2_{primo3}} = -0.1867$	-557.8
33’	$\Delta z_{33_primo} = -0.16$	-770.35
17	Δz_{17} =0.4	2.3170E4

Tratto circuito	Velocità [m/sec]	Reynolds	TIPOLOGIA FLUSSO
Linea bifase	$V_{Hb} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_{Hb} A} = 0.67$ $V_{lb} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_l A} = 0.0560$ $V_{vb} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v A} = 1.0854$	$Re_{Hb} = \frac{\dot{m}_v D}{A \mu_{Hb}} = 7.71E3$ $Re_{lb} = \frac{\rho_L V_{lb} D_l}{\mu_l} = 3.8670E3$ $Re_{vb} = \frac{\rho_v V_{vb} D_l}{\mu_v} 2.3E4$	Turbolento
Linea liquido	$V_l = \frac{\dot{m}_v}{\rho_l A} = 0.0560$	$Re_l = \frac{\rho_L V_l D_l}{\mu_l} = 3.8670E3$	Laminare

Condensatore	$V_{Hc} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_{Hc} A} = 0.36$ $V_{lc} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_l A}$ $= 0.0560$ $V_{vc} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v A}$ $= 1.0854$	$Re_{Hc} = \frac{\dot{m}_v D}{A \mu_H} = 5.15E3$ $Re_{lc} = \frac{\rho_L V_{lb} D_l}{\mu_l} = 3.8670E3$ $Re_{vb} = \frac{\rho_v V_{vb} D_l}{\mu_v} = 2.3E4$	Turbolento
Subcooler	$V_{sub} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_l A}$ $= 0.0560$	$Re_{sub} = \frac{\rho_L V_{sub} D_{sub}}{\mu_l}$ $= 3.8670E3.$	Laminare
Canali vapore	$u_{vg,max} = \frac{\dot{m}_v}{n \rho_v tw}$ $=$ 0.0284	$Re_{vg} = \frac{\rho_v V_{vg} D_{vg}}{\mu_v} = 719.3$	Laminare

Tratto	Coefficiente Attrito?	Titolo vapore(eq..)	Densità omogenea (eq..) []	Parametri Eq… []	**Parametri Eq,.. []**	Parametri Eq,.. []
Linea bifase	$f_{lb} = \frac{64}{Re_l}$ $f_{vb=}$ $= \frac{0.184}{Re_v^{0.25}}$	$X_{Hb} = 0.6$	ρ_{Hb} =490.8	F_{rHb} $= 4.62$ E_{Hb} $= 10.58$	F_{Hb} $= 0.55$ $H_{Hb} = 9.3$	We_b $= 321.4$ ϕ_b $= 23.15$
Condensatore	$f_{lc} = \frac{64}{Re_l}$	$X_{Hc} = 0.3$	ρ_{Hc} $= 906.25$	F_{rHc} $= 1.36$	F_{Hc} $= 0.36$ $H_{Hc} = 9.3$	We_c $= 174.1$

	$f_{vc} = = \frac{0.184}{Re_v^{0.25}}$			$E_{Hc} = 3.1$		$\phi_c = 12.1$

Tratto []	f	Perdite distribuite [Pa]
Linea bifase	$f_{lb} = \frac{64}{Re_l}$ =0.0166 $f_{vb} = \frac{0.184}{Re_v^{0.25}} = 0.0247$	$\Delta p_b = 1.35E3$
Linea liquido	$f_l = \frac{64}{Re_l} = 0.0166$	$\Delta p_l = 99.6$
Condensatore	$f_{lc} = \frac{64}{Re_l} = 0.0166$ $f_{vc} = \frac{0.184}{Re_v^{0.25}} = 0.0247$	$\Delta p_{condenser} = 438.9$
Subcooler	$f_{sub} = \frac{64}{Re_l} = 0.0166$	$\Delta p_{subcooler} = 7.7$
Canali del vapore	$f_{vg} = \frac{64}{Re_{vg}} = 0.0890$	$\Delta p_{v,g} = 0.29$

Punto	Tipologia	K
1,2,3',4,5,5',5'',7	Gomito a 90°	0.3
Condensatore	Piegature	0.2

Punto	Velocità ingresso [m/sec]	$\Delta p_{concentrate}$ [Pa]
1,2,5,7,5''	$V_l = 0.056$	$\Delta p_{concentrate,l} = 13.9$
3',4, 5'	$V_{Hb} = 0.67$	$\Delta p_{concentrate,Hb} = 100.23$
Gomiti condensatore	$V_{Hc} = 0.36$	$\Delta p_{concentrate,condensatore} = 12$

TRATTO	T INGRESSO	T USCITA	CONDUTTANZA PER UNITA' DI LUNGHEZZA	TEMPERATURA AMBIENTE CIRCOSTANTE
Linea bifase	$T_{lb,in}$	$T_{c,in}$	$(C_L)_{lb}$	$T_{a,r}$
Condensatore	$T_{c,in}$	$T_{c,out}$	$((C_L)_{f_ext})_c$	$T_{a,ext}$
Subcooler	$T_{c,out}$	$T_{sub,out}$	$((C_L)_{f_ext})_{sub}$	$T_{a,ext}$
Linea liquido'	$T_{sub,out}$	T_7	$(C_L)_{ll}$	$T_{a,r}$
Linea liquido''	T_7	$T_{ev,in}$	$(C_L)_{ll}$	$T_{a,ext}$

Caso reale

Punto	Velocità ingresso [m/sec]	$\Delta p_{concentrate}$ [Pa]
1,2,5,7,5''	$V_{l,r} = 0.022$	$\Delta p_{concentrate,l,r} = 2.11$
3',4, 5'	$V_{Hb,r} = 0.26$	$\Delta p_{concentrate,Hb} = 15.25$

Gomiti condensatore	$V_{Hc,r} = 0.14$	$\Delta p_{concentrate,condensatore} = 1.85$

Tratto circuito	Velocità []	Reynolds []	TIPOLOGIA FLUSSO
Linea bifase	$V_{Hb,r} = \frac{\dot{m}_{v,r}}{\rho_{Hb} A} = 0.2628$ $V_{lb,r} = \frac{\dot{m}_{v,r}}{\rho_l A} = 0.0218$ $V_{vb,r} = \frac{\dot{m}_{v,r}}{\rho_v A} = 0.4234$	$Re_{Hb,r} = \frac{\dot{m}_{v,r} D}{A \mu_{Hb}} = 3E3$ $Re_{lb,r} = \frac{\rho_L V_{lb,r} D_l}{\mu_l} = 1.51E3$ $Re_{vb,r} = \frac{\rho_v V_{vb,r} D_l}{\mu_v} = 8.93E3$	Laminare
Linea liquido	$V_{l,r} = \frac{\dot{m}_{v,r}}{\rho_l A} = 0.0218$	$Re_{l,r} = \frac{\rho_L V_{l,r} D_l}{\mu_l} = 1.51E3$	Laminare
Condensatore	$V_{Hc,r} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_{Hc} A} = 0.1423$ $V_{lc,r} = \frac{\dot{m}_{v,r}}{\rho_l A} = 0.0218$ $V_{vc,r} = \frac{\dot{m}_{v,r}}{\rho_v A} = 0.4234$	$Re_{Hc,r} = \frac{\dot{m}_{v,r} D}{A \mu_{Hc}} = 2E3$ $Re_{lc,r} = \frac{\rho_L V_{lb,r} D_l}{\mu_l} = 1.5E3$ $Re_{vb,r} = \frac{\rho_v V_{vb,r} D_l}{\mu_v} = 8.93E3$	Laminare
Subcooler	$V_{sub,r} = \frac{\dot{m}_{v,r}}{\rho_l A} = 0.0218$	$Re_{sub,r} = \frac{\rho_L V_{sub} D_{sub}}{\mu_l} = 1.51E3$	Laminare

Canali vapore	$u_{vg,max,r} = \frac{\dot{m}_{v,r}}{n\rho_v tw}$ $= 0.011$	$Re_{vg,r} = \frac{\rho_v V_{vg} D_{vg}}{\mu_v}$ $= 280.6$	Laminare

Tratto	Coefficiente attrito(?) []	Titolo vapore	Densità omogenea (eq..) []	Parametri (eq…) []	Parametri Eq… []	Parametri Eq,.. []
Linea bifase	$f_{lb,r} = \frac{64}{Re_l}$ $= 0.0424$ $f_{vb,r=}$ $= \frac{0.184}{Re_{v,r}^{0.25}}$ $= 0.0298$	X_{Hb} $= 0.6$	ρ_{Hb} $= 490.8$	$F_{rHb,r}$ $= 0.70$ $E_{Hb,r}$ $= 5.1$	$F_{Hb,r}$ $= 0.55$ $H_{Hb,r}$ $= 9.30$	$We_{b,r}$ $= 48.9$ $\phi_{b,r}$ $= 19.7$
Condensatore	$f_{lc,r} = \frac{64}{Re_{l,r}}$ $= 0.0424$ $f_{vc,r} =$ $= \frac{0.184}{Re_{v,r}^{0.25}}$ $= 0.0298$	X_{Hc} $= 0.3$	ρ_{Hc} $= 906.3$	$F_{rHc,r}$ $= 0.2064$ $E_{Hc,r}$ $= 1.7165$	$F_{Hc,r}$ $= 0.3610$ $H_{Hc,r}$ $= 9.3$	$We_{c,r}$ $= 26.48$ $\phi_{c,r}$ $= 12.13$

Tratto []	f	Perdite distribuite []
Linea bifase	$f_{lb,r} = \frac{64}{Re_{l,r}} = 0.0424$	$\Delta p_{b,r} = 446.81$

	$f_{vb,r} = \frac{0.184}{Re_{v,r}^{0.25}} = 0.0298$	
Linea liquido	$f_{l,r} = \frac{64}{Re_{l,r}} = 0.0424$	$\Delta p_{l,r} = 38.84$
Condensatore	$f_{lc,r} = \frac{64}{Re_{l,r}} = 0.0424$ $f_{vc,r} = \frac{0.184}{Re_{v,r}^{0.25}} = 0.0298$	$\Delta p_{condenser,r} = 171.2$
Subcooler	$f_{sub,r} = \frac{64}{Re_{l,r}} = 0.0424$	$\Delta p_{subcooler,r}$ =3
Canali del vapore	$f_{vg,r} = \frac{64}{Re_{vg,r}} = 0.2281$	$\Delta p_{vg,r} = 0.16$

TRATTO CIRCUITO	CONDUTTANZA [unità lunghezza]
Linea bifase	$(C_L)_{lb} = 0.0319$
Condensatore	$(C_L)_{c} = 11.36$
Subcooler	$(C_L)_{sub} = 6.57$
Linea liquido	$(C_L)_{ll} = 0.0315$

EVAPORATORE:

Conduttanza	Valore []
$C_{ev,a}$	0.403
$C_{radiale}$	426
$C_{we,if}$	5.71E3

CONDENSATORE

Conduttanza	Valore []
$(C_L)_{f_{tubo,ext}}$	12.93
$(C_L)_{ext} =$	3E4
$(C_L)_{alette,ext}$	93.6
$(C_L)_{f_ext}$	11.36

SUBCOOLER

Conduttanza	Valore
$(C_L)_{f_{tubo,ext}}$	7.1
$(C_L)_{ext}$	3E4
$(C_L)_{alette,ext}$	93.6
$(C_L)_{f_ext}$	6.57

ARCHITETTURA INNOVATIVA

Tratto circuito	Velocità []	Reynolds []	Tipologia di flusso
Linea bifase	$V_{lb} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_l A} = 0.056$	$Re_{Hb} = \frac{\dot{m}_v D}{A\mu_{Hb}} = 7.71E3$	Laminare

	$V_{vb} = \frac{\dot{m}_{ev}}{\rho_v A} = 1.085$ $V_{Hb} = 0.67$	$Re_{lb} = \frac{\rho_L V_{lb} D_l}{\mu_l} = 3.8670E3$ $Re_{vb} = \frac{\rho_v V_{vb} D_l}{\mu_v} = 2.3E4$	
Tratti 92’ 65	$(V_l)' = \frac{\dot{m}_v}{\rho_l A} = 0.056$	$(Re_l)' = \frac{\rho_L (V_l)' D_l}{\mu_l} = 3.87E3$	Laminare
Condensatore	$V_{lc} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_l A} = 0.056$ $V_{vc} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v A} = 1.085$	$Re_{Hc} = \frac{\dot{m}_v D}{A \mu_H} = 5.15E3$ $Re_{l,c} = \frac{\rho_L V_{lc} D}{\mu_l} = 3.87E3$ $Re_{v,c} = \frac{\rho_L V_{lc} D}{\mu_l} = 2.3E4$	Turbolento
Subcooler	$V_{sub} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_l A} = 0.056$	$Re_{sub} = \frac{\rho_L V_{sub} D_{sub}}{\mu_l} = 3.87E3$	Laminare
Canali vapore	$V_{vg} = 0.0284$	$Re_{vg} = \frac{\rho_v V_{vg} D_{vg}}{\mu_v} = 719.3$	Laminare

Tratto	Coefficiente Attrito?	Titolo vapore(eq..)	Densità omogenea (eq..) []	Parametri Eq… []	**Parametri Eq,..** **[]**	Parametri Eq,.. []
Linea bifase	$f_{lb} = \frac{64}{(Re_l)'}$ $f_{vb=} = \frac{0.184}{Re_{v,c}^{0.25}}$	$X_{Hb} = 0.6$	$\rho_{Hb=}$490.8	$F_{rHb} = 4.62$ $E_{Hb} = 10.58$	$F_{Hb} = 0.55$ $H_{Hb} = 9.3$	$We_b = 321.4$ $\phi_b = 23.15$
Condensatore	$f_{lc} = \frac{64}{Re_l}$	$X_{Hc} = 0.3$	$\rho_{Hc} = 906.25$	$F_{rHc} = 1.36$ $E_{Hc} = 3.1$	$F_{Hc} = 0.36$ $H_{Hc} = 9.3$	$We_c = 174.1$

	$f_{vc} = = \frac{0.184}{Re_v^{0.25}}$					$\phi_c = 12.1$

Tratto []	f	Perdite distribuite []
Linea bifase	$f_{lb} = \frac{64}{Re_l} = 0.0166$ $f_{vb} = \frac{0.184}{Re_v^{0.25}} = 0.0247$	$\Delta p_b = 1.35E3$
Tratti 92’	$f = (f_l)' = \frac{64}{(Re_l)'} = 0.0166$	$(\Delta p_{l,92'})' = 19.9$
Tratto 65	$f = (f_l)' = \frac{64}{(Re_l)'} = 0.0166$	$(\Delta p_{l,65})' = 23$
Condensatore	$f_{lc} = \frac{64}{Re_{l,c}} = 0.0166$ $f_{vc} = \frac{0.184}{Re_{v,c}^{0.25}} = 0.0247$	$\Delta p_{condenser} = 438.9$
Subcooler	$f_{sub} = (f_l)' = 0.0166$	$\Delta p_{subcooler} = 7.7$

Canali del vapore	$f_{vg} = \frac{64}{Re_{vg}}$	$\Delta p_{vg} = 0.29$

Punto	Tipologia	K
1,2,3',4,5,5',5'',7,8'	Gomito a 90°	0.3
9,6		1
6', 9', 8		0.2

Punto	Velocità ingresso []	$\Delta p_{concentrate}$ []
2,5,6'	$(V_l)' = 0.0560$	7.4 Pa
3',5',4	$V_{Hb} = 0.67$	100 Pa
Condensatore	$V_{Hc} = 0.37$	37 Pa

Tratto circuito	Velocità []	Reynolds	Tipologia di flusso
Linea By-Pass	$V_{by} = \frac{\dot{m}_{by}}{\rho_l A} = 3.2$	$Re_{by} = \frac{\rho_L V_{by} D_l}{\mu_l} = 2.21\ E5$	Turbolento
69	$(V_l)'' = \frac{(\dot{m}_v + \dot{m}_{by})}{\rho_l A} = 3.3$	$(Re_l)'' = \frac{\rho_L (V_l)'' D_l}{\mu_l} = 2.26\ E5$	Turbolento

Tratto []	f	Velocità []	Perdite distribuite []

Linea by pass	$f_{by} = \frac{0.184}{Re_{by}^{0.2}} = 0.0157$	$V_{by} = 3.2$	$\Delta p_{by} = 1.77\ bar$
Tratti 69	$(f_{ll})'' = \frac{0.184}{(\mathrm{Re})_l''} =$	$(V_l)'' = 3.3$	$(\Delta p_l)'' = 1.8\ bar$

Punto	Velocità ingresso []	$\Delta p_{concentrate}$
8,8',6	$V_{by} = 3.2$	0.45 bar
7,1,9,9',5''	$(V_l)'' = 3.3$	0.66 bar

TRATTO	T INGRESSO	T USCITA	CONDUTTANZA PER UNITA' DI LUNGHEZZA	TEMPERATURA AMBIENTE CIRCOSTANTE
Linea bifase	$T_{lb,in}$	$T_{c,in}$	$(C_L)_{lb}$	$T_{a,r}$
Condensatore	$T_{c,in}$	$T_{c,out}$	$(C_L)_c$	$T_{a,ext}$
Subcooler	$T_{c,out}$	$T_{sub,out}$	$(C_L)_{sub}$	$T_{a,ext}$
Linea liquido Tratto 5-6	$T_{sub,out}$	$(T_{ll})'$	$(C_L)'_{ll}$	$T_{a,r}$
Linea liquido Tratto 6-7	$(T_{ll})''$	T_7	$(C_L)''_{ll}$ (specificare cosa sono)	$T_{a,r}$
Linea liquido Tratto 7-ingresso_by	T_7	$T_{by,in}$	$(C_L)''_{ll}$	$T_{a,ext}$

Linea liquido Tratto in_by-in_ev	$T_{by,in}$	$T_{ev,in}$	$(C_L)'_{ll}$	$T_{a,ext}$
Linea by pass Tratto in_by-8	$T_{by,in}$	T_8	$(C_L)_{by}$	$T_{a,ext}$
Linea by pass Tratto 8-out_by	T_8	$T_{by,out}$	$(C_L)_{by}$	$T_{a,r}$

Le perdite di pressioni per il circuito 9-5'-4-5-6- 8-9 sono di seguito riassunte:

Perdita	Valore [Pa]
$\Delta p'_{g,tot}$	$1.523E4$
$(\Delta p_{linea})'$	$1.84E3$
$\Delta p'_{concentrate}$	144
$\Delta p_{concentrate,by}$	45000
$\Delta p_{g,by}$	2.317E4
Δp_{by}	1.77 E5

Perdite	Valore [Pa]
$\Delta p_{g,17}$	2.317 E4
$(\Delta p_{concentrate})''$	66000
$(\Delta p_{linea})''$	1.8 E5

CASO REALE

Tratto circuito	Velocità []	Reynolds []	Tipologia di flusso
Linea bifase	$V_{lb,r} = \frac{\dot{m}_{v,r}}{\rho_l A} = 0.0219$ $V_{vb,r} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v A} = 0.42$ $V_{Hb,r}$ =0.26	$Re_{Hb,r} = \frac{\dot{m}_{v,r} D}{A \mu_{Hb}} = 3E3$ $Re_{lb,r} = \frac{\rho_L V_{lb,r} D_l}{\mu_l} = 1.51E3$ $Re_{vb,r} = \frac{\rho_v V_{vb,r} D_l}{\mu_v} = 8.9E3$	Laminare
Tratti 92’ 65	$(V_l), r' = \frac{\dot{m}_{v,r}}{\rho_l A} = 0.0219$	$(Re_l), r' = \frac{\rho_L (V_l), r' D_l}{\mu_l} = 1.5\ E3$	Laminare
Condensatore	$V_{lc,r} = \frac{\dot{m}_{v,r}}{\rho_l A} = 0.0219$ $V_{vc,r} = \frac{\dot{m}_{v,r}}{\rho_v A} = 0.42$ $V_{Hc,r} = 0.14$	$Re_{c,r} = \frac{\dot{m}_{v,r} D}{A \mu_H} = 2E3$ $Re_{lc,r} = \frac{\rho_L V_{lc,} D_l}{\mu_l} = 1.51E3$ $Re_{vc,r} = \frac{\rho_v V_{vc,} D_l}{\mu_v} = 8.9E3$	Laminare
Subcooler	$V_{sub,r} = \frac{\dot{m}_{v,r}}{\rho_l A} = 0.0219$	$Re_{sub,r} = \frac{\rho_L V_{sub,r} D_{sub}}{\mu_l} = 1.51E3$	Laminare
Canali vapore	$u_{vg,r} = 0.011$	$Re_{vg,r} = \frac{\rho_v V_{vg} D_{vg}}{\mu_v} = 281$	Laminare

Tratto []	f	Perdite distribuite []
Linea bifase	$f_{lb,r} = \frac{64}{Re_{l,r}} = 0.042$ $f_{vb,r} = \frac{0.184}{Re_v^{0.25}} = 0.03$	$\Delta p_{b,r} = 447.3\ Pa$
Tratti 92'+ 65	$(f_{l,r})' = 0.042$	$(\Delta p_{l,r})' = 16.8\ Pa$
Condensatore	$f_{lc,r} = \frac{64}{Re_l} = 0.042$ $f_{vc,r} = \frac{0.184}{Re_v^{0.25}} = 0.03$	$\Delta p_{condenser,r} = 172.7\ Pa$
Subcooler	$f_{sub,r} = 0.042$	$\Delta p_{subcoole,r} = 3\ Pa$
Canali del vapore	$f_{vg,r} = 0.22$	$\Delta p_{vg,r} = 0.12\ Pa$

Punto	Tipologia	K
1,2,3',4,5,5',5'',7,8'	Gomito a 90°	0.3
9,6		1
6', 9', 8		0.2

Punto	Velocità ingresso []	$\Delta p_{concentrate}$
2,5,6'	$(V_{l,r})' = 0.0219$	1.12 Pa
3',5',4	$V_{Hb,r} = 0.26$	15.3 Pa
Condensatore	$V_{Hc,r} = 0.14$	5.5 Pa

Tratto circuito	Velocità []	Reynolds	Tipologia di flusso
Linea By-Pass	$V_{by,r} = \frac{\dot{m}_{by}}{\rho_l A} = 1.97$	$Re_{by,r} = \frac{\rho_L V_{by} D_l}{\mu_l} = 1.36E5$	Turbolento
69	$(V_{l,r})'' = \frac{(\dot{m}_v + \dot{m}_{by})}{\rho_l A} = 1.99$	$(Re_{l,r})'' = \frac{\rho_L (V_l)'' D_l}{\mu_l} = 1.37E5$	Turbolento

Tratto []	f	Perdite distribuite []
Linea by pass	$f_{by,r} = \frac{0.184}{Re_{by,r}^{0.2}} = 0.0173$	Eq.. $\Delta p_{by,r} = 7.4\ E4\ Pa$
Tratti 69	$(f_{ll,r})'' = \frac{0.184}{(\mathrm{Re})_{l,r}''} = 0.0174$	Eq… $(\Delta p_{l,r})'' = 7.5E4\ Pa$

Punto	Velocità ingresso []	$\Delta p_{concentrate}$
8,8',6	$V_{by,r} = 1.97$	0.17 bar
7,1,9,9',5''	$(V_{l,r})'' = 1.99$	0.25 bar

Perdita	Valore [Bar]
$(\Delta p_{linea,r})'$	0.00631
$(\Delta p_{linea,r})''$	0.75

$\Delta p'_{concentrate,r}$	21.5
$\Delta p''_{concentrate,r}$	0.25
$\Delta p_{concentrate,by,r}$	0.17
$\Delta p_{by,r}$	0.7