

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi di uno scambiatore di calore compatto per applicazioni spaziali



Relatori

Prof. Eugenio Brusa
Prof.ssa Cristiana Delprete

Candidato

Edoardo MASOERO

Dicembre 2021

Indice

Elenco delle tabelle	VI
Elenco delle figure	VIII
1 Introduzione	1
1.1 Venere	1
1.2 Missioni venusiane passate	2
1.3 Futuro delle missioni venusiane	3
1.4 Concept della missione	4
2 Two-phase mechanically pumped fluid loop	6
2.1 Heat Pipe	7
2.1.1 Funzionamento heat pipe	7
2.2 Architettura del sistema	8
2.3 Struttura dell'evaporatore SFA	9
2.4 Studio sui fluidi operativi	10
2.4.1 Equazioni del sistema	10
2.4.2 Ottimizzazione dello studio	11
2.4.3 Risultati dello studio sui fluidi	13
2.4.4 Conclusioni sullo studio sui fluidi	17
3 L'evaporatore	18
3.1 Sviluppo dell'evaporatore	18
3.1.1 Design 1	18
3.1.2 Design 2	20
3.1.3 Evaporatore per banco prova 2PMPFL	20
4 Caratteristiche dell'evaporatore	24
4.1 Lo scambio termico	24
4.2 Il materiale	24
4.3 Calcolo dell'intervallo operativo	26
4.3.1 Limite capillare	26
4.3.2 Flusso termico limite	27
4.4 Parametri geometrici dello stoppino	28

5	Geometrie dell'evaporatore	31
5.1	Geometrie iniziali	31
5.1.1	L'evaporatore	31
5.1.2	Il guscio sferico	32
5.2	Evaporatore base	34
5.3	Evaporatore ad archi	35
5.4	Evaporatore ad archi a struttura integrata	38
5.5	Evaporatore a cilindri	41
5.5.1	Geometria in 2D dell'evaporatore a cilindri	41
5.5.2	Descrizione dell'evaporatore a cilindri	43
6	Analisi della massa	44
6.1	Materiali	44
6.2	Calcolo della massa	45
6.3	Conclusioni sull'analisi della massa	45
7	Analisi fluidodinamica	49
7.1	Ipotesi iniziali	49
7.1.1	Condizioni del fluido	49
7.1.2	Portata massica	49
7.1.3	La mesh	51
7.1.4	Direzione dei flussi	51
7.1.5	Velocità del flusso	51
7.2	Analisi CFD del vapore nell'evaporatore base	52
7.2.1	Analisi dei canali del vapore	52
7.2.2	Analisi del serbatoio di liquido	58
7.3	Analisi CFD del vapore nell'evaporatore ad archi	61
7.3.1	Analisi dei canali del vapore	61
7.4	Analisi CFD del vapore nell'evaporatore ad archi con struttura integrata	63
7.4.1	Analisi dei canali del vapore	63
7.4.2	Analisi del serbatoio liquido	65
7.5	Analisi CFD del vapore nell'evaporatore a cilindri	69
7.5.1	Analisi dei canali del vapore	69
7.5.2	Analisi del serbatoio liquido	73
7.6	Conclusioni sull'analisi CFD	76
7.6.1	Analisi dei canali di vapore	76
7.6.2	Analisi del serbatoio liquido	78
8	Analisi strutturale	80
8.1	Condizioni al contorno	82
8.1.1	La mesh	82
8.1.2	Carichi applicati all'evaporatore	82
8.1.3	Vincoli	83
8.1.4	Materiali	84
8.2	Analisi strutturale dell'evaporatore base	85

8.2.1	Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore base	86
8.3	Analisi strutturale dell'evaporatore ad archi	88
8.3.1	Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore ad archi	89
8.4	Analisi dell'evaporatore con struttura integrata	91
8.4.1	Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore ad archi integrato .	91
8.5	Analisi dell'evaporatore a cilindri	95
8.5.1	Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore a cilindri	95
8.6	Conclusioni dell'analisi strutturale	99
9	Conclusioni	105
	Bibliografia	109

Elenco delle tabelle

5.1	Dimensioni del guscio sferico della sonda calcolate dal dott. Ossola ¹	33
6.1	Densità delle leghe AlSi10Mg e Ti-6Al-4V, solido 100% e poroso	45
6.2	Confronto delle masse dei diversi design di evaporatore in lega AlSi10Mg, W indica lo stoppino (wick), S indica la struttura	46
6.3	Confronto delle masse dei diversi design di evaporatore in lega Ti-6Al-4V, W indica lo stoppino (wick), S indica la struttura	46
7.1	tabella di saturazione ottenuta dal database REFPROP	50
7.2	Dati dell'evaporatore base per la configurazione 1 del vapore	54
7.3	Dati del vapore di ammoniaca nella configurazione 2 dell'evaporatore base	55
7.4	Risultati analisi CFD del vapore nella configurazione 1, dove Q è la portata, V In la velocità di ingresso inserita in input e ΔP la differenza di pressione	57
7.5	Risultati analisi CFD del vapore nella configurazione 2	58
7.6	Dati dell'ammoniaca liquida	59
7.7	Risultati analisi CFD del liquido nelle tre diverse configurazioni, con portata pari a 0,003 kg/s	59
7.8	Dati dell'evaporatore ad archi	61
7.9	Risultati analisi CFD del vapore dell'evaporatore ad archi	62
7.10	Dati dell'evaporatore ad archi con struttura integrata per l'analisi dei canali vapore	64
7.11	Risultati analisi CFD del vapore dell'evaporatore ad archi con struttura integrata	65
7.12	Risultati analisi CFD del liquido nelle cinque configurazioni dell'evaporatore integrato, con portata pari a 0,003 kg/s	66
7.13	Dati dell'evaporatore a cilindri per l'analisi dei canali vapore	70
7.14	Risultati dell'analisi CFD del vapore dell'evaporatore a cilindri	71
7.15	Dati dell'ammoniaca liquida	73
7.16	Risultati analisi CFD del liquido nelle tre configurazioni dell'evaporatore a cilindri, con portata pari a 0,003 kg/s	74
8.1	Proprietà delle leghe AlSi10Mg e Ti-6Al-4V	84
8.2	Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore base	86
8.3	Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore ad archi	89
8.4	Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore ad archi con struttura integrata con incastro ridotto (4 mm x 4 mm)	92

8.5	Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore ad archi con struttura integrata con incastro completo	92
8.6	Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore a cilindri con incastro ridotto (4 mm x 4 mm)	96
8.7	Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore a cilindri con incastro completo	96
8.8	Comparazione dei risultati dell'analisi degli evaporatori con incastro ridotto: Esterna indica il caso di carico con solo pressione esterna; Interna indica il caso di carico con pressione interna sommata a quella esterna; Al e Ti indicano rispettivamente l'AlSi10Mg e il Ti-6Al-4V	100
8.9	Comparazione dei risultati dell'analisi degli evaporatori con incastro completo: i dati sono solo quelli dell'evaporatore integrato e di quello a cilindri, poiché per l'evaporatore base e per quello ad archi si deve far riferimento alla tabella 8.8 anche nel caso di incastro completo	100

Elenco delle figure

1.1	Architettura per missioni su Venere ³	4
1.2	Architettura del controllo termico per missioni su Venere ⁴	5
1.3	Concept del lander ¹	5
2.1	Sonda New Frontiers, Juno ⁷	6
2.2	Schemi di Heat Pipe ⁸	7
2.3	Architettura del sistema 2-Phase MPFL ⁶	8
2.4	Andamento pressioni nel sistema ⁶	9
2.5	Modello del sistema SFA ^{6,9}	9
2.6	Rappresentazione schematica del modello ⁶	11
2.7	Confronto portata dei diversi fluidi ⁶	13
2.8	Risultato Q_{min} e Q_{max} dei diversi fluidi ⁶	14
2.9	Confronto temperature caratteristiche ⁶	15
2.10	Ripartizione delle masse nel sistema ⁶	15
2.11	Confronto pressione nel sistema ⁶	16
2.12	Tabella comparativa sui pericoli, compatibilità e campi d'applicazione dei diversi materiali considerati ⁶	16
3.1	Primo prototipo di evaporatore ⁵	18
3.2	I due prototipi di evaporatori realizzati in AlSi10Mg in Additive manufacturing: in alto il design #1 (più spesso), in basso il design #2 ¹⁰	19
3.3	Rappresentazione in sezione dell'evaporatore JPL: a sinistra rendering e a destra tramite AM ¹	20
3.4	Sollecitazioni massime di Von Mises su montanti e guscio in funzione del parametro δ^1	21
3.5	Sollecitazioni massime di Von Mises su montanti e guscio in funzione dello spessore del guscio ¹	22
3.6	Modello ad elementi finiti di evaporatore sviluppato dal dott. Ossola ¹	22
3.7	Effetto della dimensione dei montanti sui canali vapore ¹	23
3.8	Comparazione tra i tre evaporatori sviluppati dal dott. Ossola, osservati dall'alto e in sezione ¹	23
4.1	Andamento del coefficiente di scambio termico in base al flusso di calore secondo lo studio di Odagiri et al ^{11,12}	25
4.2	Profilo di pressione nel circuito con carico termico di 500 W e portata di 0,003 kg/s ¹²	27
4.3	Geometria per il calcolo del flusso termico limite ¹²	27

4.4	Pressione all'interno dello stoppino con le tre portate diverse ¹²	28
4.5	Range operativo finale con aggiunta della perdita di pressione all'interno dell'evaporatore ¹²	29
4.6	Geometria dello stoppino e linea TPCL ¹²	30
5.1	Stoppino poroso e struttura esterna dell'evaporatore iniziale ottenuta dal dott. Ossola	32
5.2	Assieme dell'evaporatore ottenuto dal dott. Ossola	32
5.3	Guscio con geometria Isogid progettata dal dott. Ossola ¹	33
5.4	Modello FEM del guscio con geometria Isogid progettato dal dott. Ossola ¹	33
5.5	Rendering dell'evaporatore base	34
5.6	Altre viste dell'evaporatore base	34
5.7	Rendering dell'evaporatore ad archi	35
5.8	Prototipo evaporatore con arco a sesto acuto	36
5.9	Modello di evaporatore con archi, stoppino poroso e struttura, nel caso di divisione della geometria 50/50	37
5.10	Rendering dell'evaporatore con archi a struttura integrata	38
5.11	Struttura dell'evaporatore	39
5.12	Stoppino dell'evaporatore ad archi con struttura integrata: si nota come le linee vapore siano completamente libere di ostacoli	40
5.13	Confronto degli stoppini porosi: a sinistra lo stoppino dell'evaporatore iniziale, a destra lo stoppino dell'evaporatore ad archi con struttura integrata	40
5.14	Rendering dell'evaporatore a cilindri	41
5.15	Evaporatore a cilindri: a sinistra in vista frontale, a destra in vista frontale in sezione	41
5.16	Struttura interna dell'evaporatore a cilindri	42
5.17	Stoppino poroso dell'evaporatore a cilindri	43
6.1	Confronto della massa dello stoppino	47
6.2	Confronto della massa della struttura	47
6.3	Confronto della massa degli evaporatori: lega di alluminio e lega di titanio	48
7.1	Evaporatore iniziale e suo negativo sia della zona vapore che della zona liquido	52
7.2	Mesh della zona vapore	53
7.3	Direzione dei flussi considerata nell'analisi configurazione 1	54
7.4	Aree di ingresso ed uscita del fluido dalle pareti dello stoppino poroso, configurazione 2	55
7.5	Andamento della velocità del vapore, nel caso di portata di 0,003 kg/s, configurazione 1	56
7.6	Andamento della pressione del vapore, nel caso di portata di 0,003 kg/s, configurazione 1	56
7.7	Andamento della velocità del vapore entrante dalle pareti e uscente, nel caso di portata di 0,003 kg/s, configurazione 1	57
7.8	Mesh della zona liquido	58
7.9	Tre diverse configurazioni e i risultati dell'andamento delle velocità per ogni configurazione nell'evaporatore base	60
7.10	L'evaporatore ad archi e il suo negativo lato vapore	61

7.11	Mesh e configurazione del flusso del vapore utilizzate nella simulazione . . .	62
7.12	Risultati di velocità e pressione della simulazione sull'evaporatore ad archi	62
7.13	L'evaporatore ad archi con struttura integrata e il suo negativo lato vapore	63
7.14	La mesh e la scelta della direzione del flusso di vapore all'interno dello scambiatore con struttura integrata	64
7.15	Risultati di pressione e velocità del vapore nell'evaporatore integrato	65
7.16	Mesh della zona del serbatoio	66
7.16	Le cinque diverse configurazioni e i risultati dell'andamento delle velocità per ogni caso	68
7.17	L'evaporatore a cilindri e il suo negativo lato vapore	69
7.18	La mesh dello scambiatore a cilindri della zona liquido e vapore (a sinistra) e solo zona vapore (a destra)	69
7.19	Le tre diverse configurazioni e i risultati dell'andamento della velocità e della pressione per ogni caso	72
7.20	La mesh dello scambiatore a cilindri della zona liquido e vapore (a sinistra) e solo zona liquido (a destra)	73
7.21	Tre diverse configurazioni e i risultati dell'andamento delle velocità per ogni configurazione nell'evaporatore a cilindri	75
7.22	Comparazione tra i dati delle velocità del vapore degli evaporatori nelle diverse configurazioni	76
7.23	Comparazione tra i ΔP del vapore degli evaporatori nelle diverse configu- razioni	77
7.24	Comparazione tra i dati delle pressioni massime del vapore negli evaporatori nelle diverse configurazioni	78
7.25	Comparazione tra i dati delle velocità del liquido nel serbatoio degli evapo- ratori nelle diverse configurazioni	79
8.1	Integrazione dello scambiatore base nel guscio: sono visibili i vari compo- nenti sia nell'assieme (sinistra) che nell'esploso (destra)	80
8.2	Rendering dell'evaporatore base integrato nel guscio in configurazione piana	81
8.3	Carichi applicati sulla struttura: nelle immagini a) e b) la pressione interna di 1,72 MPa; in figura c) la pressione esterna di 9,2 MPa	83
8.4	Vincolo di incastro di dimensioni 4 mm x 4 mm alla base inferiore dello scambiatore	83
8.5	Mesh dell'evaporatore base	85
8.6	Evaporatore base in AlSi10Mg con carico di pressione esterna	87
8.7	Evaporatore Base in AlSi10Mg con carico di pressione esterna + pressione interna	87
8.8	Evaporatore Base in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna	87
8.9	Evaporatore Base in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna + pressione interna	87
8.10	Mesh dell'evaporatore ad archi	88
8.11	Evaporatore ad archi in AlSi10Mg con carico di pressione esterna	90
8.12	Evaporatore ad archi in AlSi10Mg con carico di pressione esterna + pres- sione interna	90
8.13	Evaporatore ad archi in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna	90

8.14	Evaporatore ad archi in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna + pressione interna	90
8.15	Mesh dell'evaporatore ad archi integrato	91
8.16	Evaporatore ad archi con struttura integrata in AlSi10Mg con carico di pressione esterna e incastro ridotto	93
8.17	Evaporatore ad archi con struttura integrata in AlSi10Mg con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro ridotto	93
8.18	Evaporatore ad archi con struttura integrata in AlSi10Mg con carico di pressione esterna e incastro completo	93
8.19	Evaporatore ad archi con struttura integrata in AlSi10Mg con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro completo	93
8.20	Evaporatore ad archi con struttura integrata in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna e incastro ridotto	94
8.21	Evaporatore ad archi con struttura integrata in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro ridotto	94
8.22	Evaporatore ad archi con struttura integrata in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna e incastro completo	94
8.23	Evaporatore ad archi con struttura integrata in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro completo	94
8.24	Mesh dell'evaporatore a cilindri	95
8.25	Evaporatore a cilindri in AlSi10Mg con carico di pressione esterna e incastro ridotto	97
8.26	Evaporatore a cilindri in AlSi10Mg con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro ridotto	97
8.27	Evaporatore a cilindri in AlSi10Mg con carico di pressione esterna e incastro completo	97
8.28	Evaporatore a cilindri in AlSi10Mg con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro completo	97
8.29	Evaporatore a cilindri in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna e incastro ridotto	98
8.30	Evaporatore a cilindri in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro ridotto	98
8.31	Evaporatore a cilindri in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna e incastro completo	98
8.32	Evaporatore a cilindri in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro completo	98
8.33	Influenza del vincolo negli evaporatori in alluminio	101
8.34	Influenza del vincolo negli evaporatori in titanio	102
8.35	Influenza della pressione interna negli evaporatori in alluminio e in titanio .	103
8.36	Confronto degli stress principali negli scambiatori in titanio	103
8.37	Confronto degli stress principali negli scambiatori in titanio	104
9.1	Rendering dei quattro evaporatori	105

Capitolo 1

Introduzione

In questo lavoro è stato studiato un innovativo evaporatore sperimentale di un sistema di controllo termico, realizzato dal JPL della NASA e destinato all'utilizzo futuro su una sonda per Venere.

Sulla base del materiale raccolto si è proseguito il percorso della tesi di dottorato del dott. Ossola per l'ottimizzazione dello scambiatore di calore in vista di una sua futura integrazione nel guscio strutturale esterno. L'integrazione dello scambiatore nel guscio, grazie a tecniche di additive manufacturing, consente di ottenere diversi vantaggi in termini di carico utile ed efficienza del controllo termico e può dare quindi un importante contributo per il futuro dell'esplorazione di Venere. A questo scopo sono stati modellati quattro diversi evaporatori, partendo da quello sviluppato dal dott. Ossola, cercando di ottimizzare le caratteristiche strutturali e limitando le perdite di efficienza dovute alla modifica delle geometrie.

Sono state simulate per i diversi design le masse degli evaporatori, valutate per due leghe metalliche differenti: AlSi10Mg e Ti-6Al-4V.

Successivamente è stato eseguito uno studio CFD per comparare i diversi design dal punto di vista fluidodinamico e per verificare che i nuovi evaporatori avessero un comportamento coerente con quello di partenza.

Infine i modelli sono stati sottoposti a verifica strutturale per valutarne il comportamento sotto il carico dell'atmosfera che dovrebbero sopportare durante il funzionamento su Venere.

1.1 Venere

Venere, oggetto più luminoso del cielo notturno dopo la Luna, è uno dei pianeti interni del nostro sistema solare. È molto particolare, in quanto è il pianeta più simile alla Terra (la sua massa è l'80% di quella terrestre con un diametro che è il 95% di quello del nostro pianeta), ma ha un'atmosfera estrema: infatti essa è molto densa e ricca di anidride carbonica. Ciò produce un effetto serra considerevole, che porta la temperatura media oltre i 450°C, mentre la pressione atmosferica arriva a circa 92bar. È anche l'unico pianeta

del sistema solare oltre ad Urano ad avere il verso di rotazione retrogrado, ossia ruota su se stesso in senso orario. Date tutte questa particolarità, Venere è un pianeta che ha grossa rilevanza scientifica, suscita particolare interesse per molti e per questo è oggetto di studio da parte delle agenzie spaziali di tutto il mondo.

1.2 Missioni venusiane passate

Nel corso della storia dell'esplorazione spaziale sono state inviate diverse missioni robotiche su Venere per studiarne le caratteristiche. La prima spedizione fu Venera 1 del 1961 realizzata dall'URSS, seguita poi dalla missione Mariner 1 degli USA; entrambe fallirono, ma furono poi succedute da missioni degli stessi programmi dei rispettivi Paesi.

Le spedizioni considerate pietre miliari dell'esplorazione di Venere sono:

- Mariner 2** Nel 1962 fu la prima missione a sorvolare con successo un pianeta del sistema solare, inviando dati sulla presenza di nubi e relativa composizione e sull'elevata temperatura dell'atmosfera.
- Venera 4** Nel 1967 fu la prima missione ad entrare nell'atmosfera di Venere. Il ritorno scientifico della spedizione fu enorme, la sonda, anche se non riuscì ad atterrare con successo, inviò sulla Terra importanti dati su densità, temperatura e pressione del pianeta.
- Mariner 5** Sempre nel 1967 raggiunse l'orbita di Venere, riportando altre preziose informazioni sul pianeta.
- Venera 7** Fu progettata per resistere a temperature nell'ordine dei 540°C e ad una pressione di 150 atm. Venera 7 fu lanciata nel 1970 e, nonostante qualche iniziale problema, riuscì ad atterrare e a resistere per circa 23 minuti sulla superficie di Venere. Anch'essa riuscì a restituire importanti dati come la temperatura (circa 475°C) e indirettamente la pressione (circa 92 bar).
- Venera 8** Progettata utilizzando i dati raccolti da Venera 8, raggiunse il suolo venusiano ed resistette per circa 63 minuti, confermando le misure ottenute in precedenza e fornì nuovi dati sulla composizione del suolo e sull'illuminazione.
- Venera 9/10** Furono due sonde dotate di strumentazione migliorata e composte da lander e orbiter. Entrambe atterrarono con successo e scattarono le prime foto dalla superficie di un nuovo mondo.
- Pioneer 12/13** Queste due sonde furono inviate nel 1978. Facevano parte del progetto Pioneer Venus: la prima era un Orbiter che servì per mappare la superficie mediante radar telecamere e misurare il campo magnetico; La seconda era una multiprobe, ossia era composto da una sonda grande e da tre sonde più piccole, delle quali nessuna era stata progettata per atterrare. Tuttavia una delle tre sonde più piccole atterrò e inviò informazioni per circa un'ora.
- Venera 12/13** Nel 1981 atterrarono su Venere le due sonde gemelle Venera, che scattarono delle immagini a colori del pianeta. Furono le prime immagini a colori di Venere. Inoltre

continuarono con il lavoro di analisi del terreno e ottennero dati anche tramite la perforazione del suolo.

Vega 1/2 Furono due missioni del 1985 che avevano come obiettivo quello di analizzare l'atmosfera di Venere e la cometa di Halley. Erano sonde particolarmente complesse con all'interno un lander e un pallone sonda. Atterrarono e sopravvissero alle condizioni estreme per poco meno di un'ora.

Magellan Inviato grazie allo Space Shuttle nel 1989, dal 1990 ha mappato tramite immagini di alta qualità la superficie di Venere, arrivando a circa il 96% della superficie e ottenendo la prova di movimenti tettonici.

Venus Express Sonda europea inviata nel 2006, ha compiuto osservazioni per dieci anni, diventando la prima a compierne di così lunga durata. Ha scoperto tracce di antichi oceani.

PLANET-C Sonda giapponese inviata dalla JAXA nel 2015, è una sonda meteorologica che sta attualmente studiando le nuvole e l'atmosfera.¹

1.3 Futuro delle missioni venusiane

Le future missioni su Venere sono considerate prioritarie dalla comunità della scienze planetarie. In particolare secondo il Venus Exploration Analysis Group (VEXAG) è importante affrontare tre obiettivi: comprendere l'iniziale evoluzione di Venere e la sua potenziale abitabilità, la composizione e la dinamica dell'atmosfera e, infine, la storia geologica mediante tracce sulla superficie.

Secondo il flagship report le prossime missioni con obiettivi a medio termine su Venere (2023-2032) avranno la necessità di avere un'architettura multi elemento composta da un orbiter, due palloni e due lander a corta durata. Questo permetterà l'utilizzo di diverse strumentazioni, che permetteranno di ottenere dati per uno studio complesso ed approfondito, in una gran varietà di ambiti come quelli geologico, atmosferico, morfologico e magnetico. Ogni fase è però molto delicata e complessa e sono necessari importanti studi ingegneristici per risolvere le problematiche presenti. Sicuramente le operazioni sulla superficie e l'atterraggio saranno una delle sfide più complesse da superare, date le estreme condizioni presenti sul pianeta. Missioni a lungo termine (2033-2042) non possono ancora essere ben definite ma sono comunque proposte per osservazioni di superficie con un approccio simile al decennio precedente.²

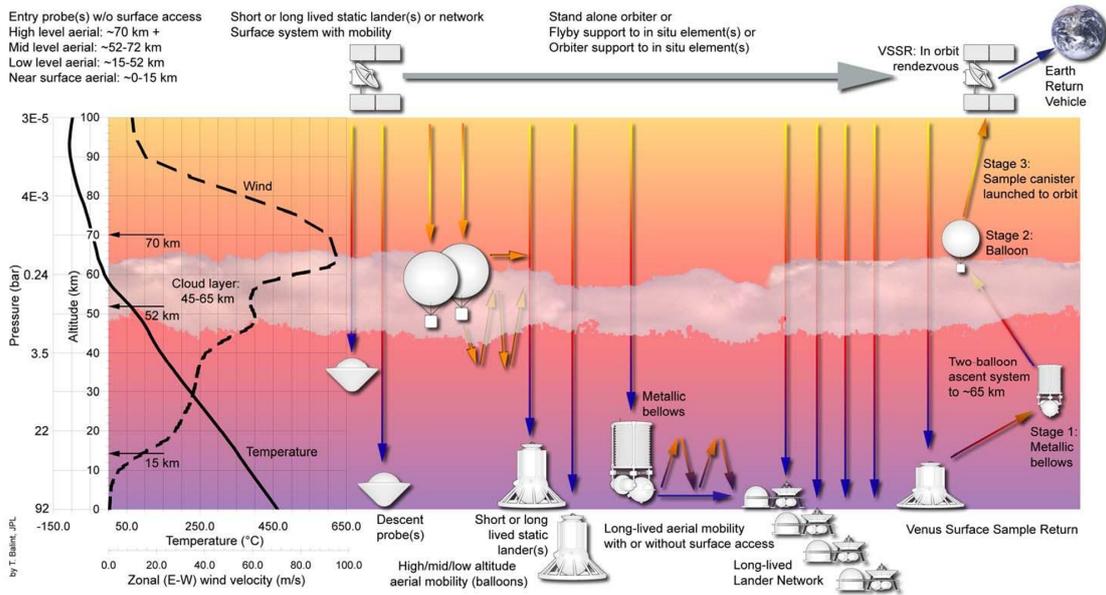


Figura 1.1: Architettura per missioni su Venere³

1.4 Concept della missione

Le missioni future a medio-breve termine prendono in considerazione lander di breve durata, indicativamente di poche ore o pochi giorni. Si utilizzano componenti elettronici tradizionali con il controllo termico di tipo passivo, mediante materiali isolanti e a cambiamento di fase, per permettere alla sonda di rimanere operativa a condizioni ambientali di pressione e temperature mai sfidate finora.¹ Proprio queste condizioni, e in particolare la temperatura (oltre i 450°C), sono un argomento di enorme importanza tecnologica; per la sopravvivenza dell'elettronica e delle strumentazioni interne, infatti, è necessario un controllo termico che riesca a garantire le adeguate prestazioni. Questo controllo si otterrà con l'utilizzo di heat pipe di nuova concezione e con l'utilizzo di tecniche innovative di additive manufacturing. Si sta studiando una sonda a guscio sferico che resista alle condizioni avverse sopracitate, che racchiuda tutta la strumentazione necessaria e che sia in grado di proteggerla dall'ambiente esterno fortemente ostile. La sonda è progettata per essere realizzata in AM per evitare vincoli tecnologici dovuti alle tecniche tradizionali.

All'interno del guscio sarà presente un sistema di raffreddamento integrato che permetterà di ottimizzare la sonda sia in termini di prestazioni che in termini di carico utile. Le sonde infatti hanno elevati costi e ogni chilogrammo in più incide sul budget. Ottimizzando la struttura e integrando tra loro i diversi sistemi è così possibile ridurre la massa totale della sonda e anche migliorarne le prestazioni in termini di controllo della temperatura.

Allo stesso tempo è in sviluppo da Lee et al.⁴ un sistema di raffreddamento bi-fasico che

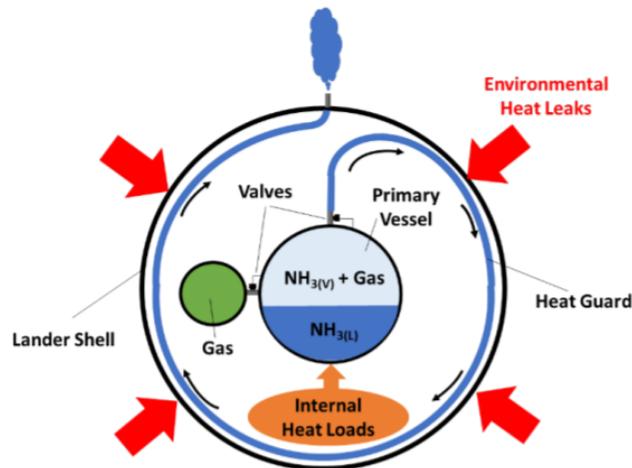


Figura 1.2: Architettura del controllo termico per missioni su Venere⁴

sta dando ottimi risultati. Il fluido bi-fasico è utilizzato per il raffreddamento dell'elettronica tradizionale (che deve rimanere a basse temperature) e, una volta evaporato, il vapore scorre in canali ottenuti internamente al guscio tramite un serbatoio e un sistema di valvole. Esso viene poi riversato all'esterno (fig.1.3). Ovviamente l'utilizzo dell'AM è di fondamentale importanza per lo sviluppo di ciò, perché mediante essa si potranno ottenere gusci termo-strutturali integrati. Dallo sviluppo di tale sistema si è arrivati al "Two Phase Mechanically Pumped Fluid Loop".¹

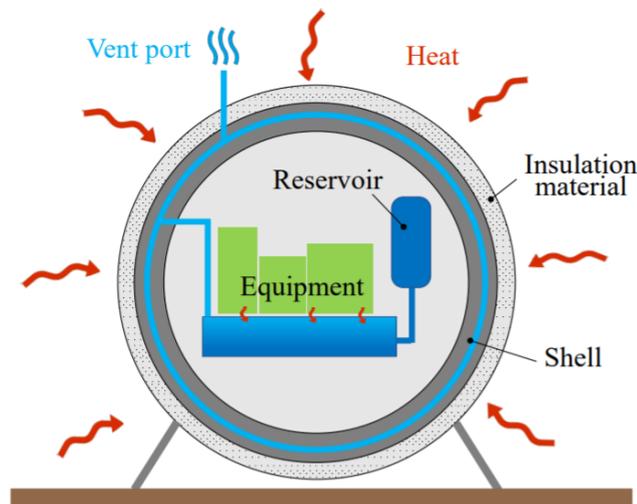


Figura 1.3: Concept del lander¹

Capitolo 2

Two-phase mechanically pumped fluid loop

Nel 2011 la sonda Juno della missione New frontiers della NASA (fig 2.1) aveva una massa di circa 3625 kg ed era in grado di erogare una potenza a fine vita, ottenuta tramite pannelli solari, di circa 400 W. Il sistema termico della sonda assorbiva circa 150 W, che è poco più del 35% della potenza totale. Questa percentuale è considerata troppo elevata e poco sostenibile, quindi in vista di future missioni è necessario sviluppare sistemi termici più efficienti.⁵ Attualmente sono in corso degli studi su sistemi bifasici a pompaggio meccanico ($2-\Phi$ MPFL) da parte del JPL della NASA che permettono di ridurre la potenza assorbita del 95% e di ottenere una riduzione della massa del sistema del 50%. Il sistema ha un funzionamento simile ad un heat pipe, ma ha la possibilità di lavorare sia con un pompa che senza pompa, così che nel caso in cui si dovesse rompere la pompa, il sistema sarebbe ancora funzionante, anche se con un'efficienza ridotta.⁶



Figura 2.1: Sonda New Frontiers, Juno⁷

2.1 Heat Pipe

Un heat pipe è un dispositivo passivo di trasmissione di calore con delle caratteristiche di conducibilità termica molto elevate. L'heat pipe, essendo anche un dispositivo a circuito chiuso ad alta conduttività termica, è in grado di trasferire il calore mediante circolazione del flusso bifase. Generalmente l'intervallo di temperatura operativo è determinato dal tipo di fluido utilizzato, dalla geometria e dai materiali impiegati per la costruzione. Il trasporto di calore avviene tramite l'evaporazione e la condensazione del fluido operativo; il ricircolo dello stesso avviene mediante forze capillari che si sviluppano autonomamente. All'interno dell'heat pipe e, in particolare sulle pareti, è presente una struttura porosa, lo stoppino: in questo avvengono i fenomeni di capillarità necessari al trasporto di calore.⁸

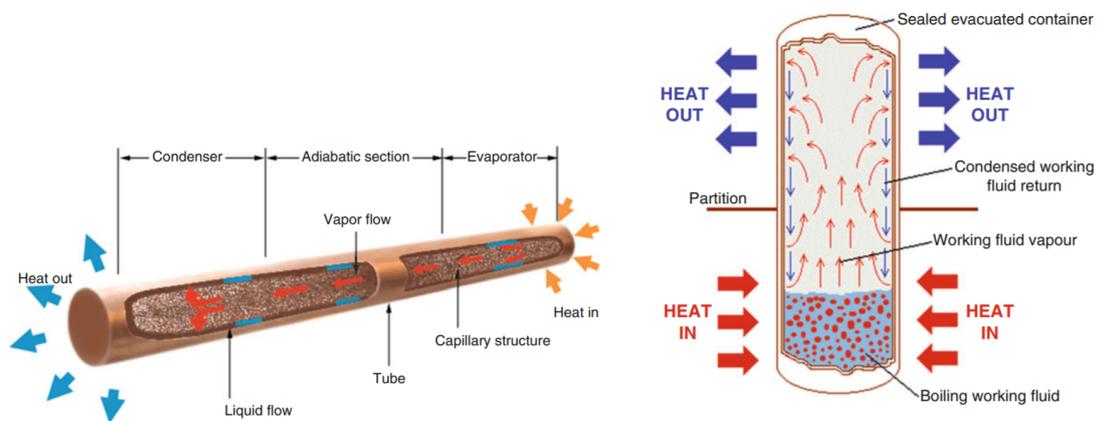


Figura 2.2: Schemi di Heat Pipe⁸

2.1.1 Funzionamento heat pipe

Il calore viene applicato all'heat pipe o a solo una parte di esso e il fluido interno evapora e si posiziona nella cavità interna. Quando una parte dell'heat pipe raggiunge una temperatura inferiore alla zona di evaporazione, esso condensa rilasciando il calore latente. Il liquido appena condensato viene riportato all'inizio della zona di evaporazione mediante l'azione capillare che avviene nello stoppino; a questo punto il ciclo ricomincia. Il gradiente di temperatura lungo tutto il tubo è molto ridotto, poiché la caduta di pressione prevista è molto bassa e in questo modo si ottengono temperature di saturazione (evaporazione e condensazione) molto simili nelle varie sezioni dello scambiatore.⁸

2.2 Architettura del sistema

Il sistema 2 – Φ MPFL è composto da 4 principali elementi (fig.2.3):

- La pompa
- L'evaporatore
- Il condensatore
- L'accumulatore

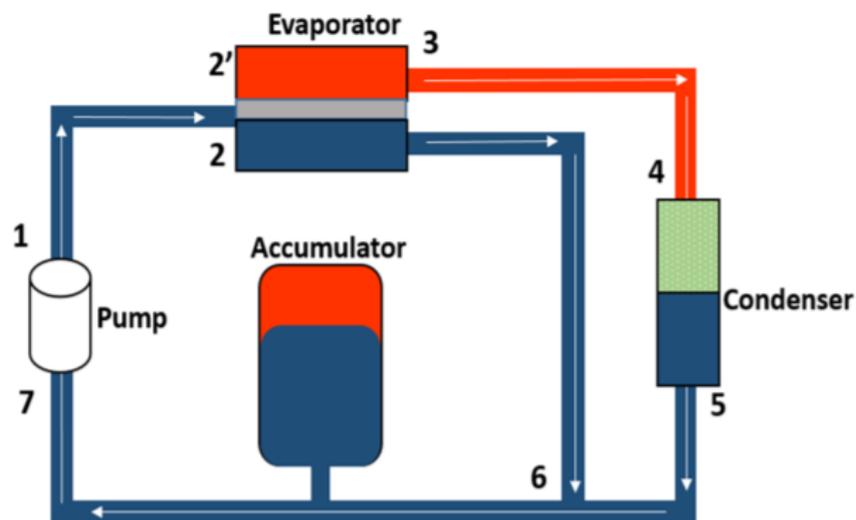
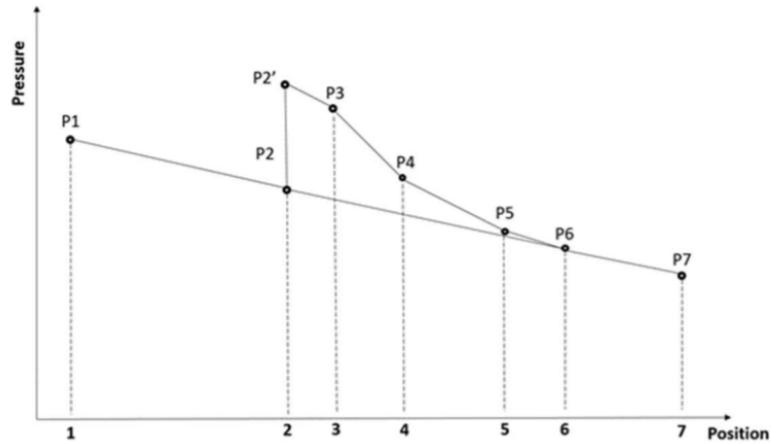


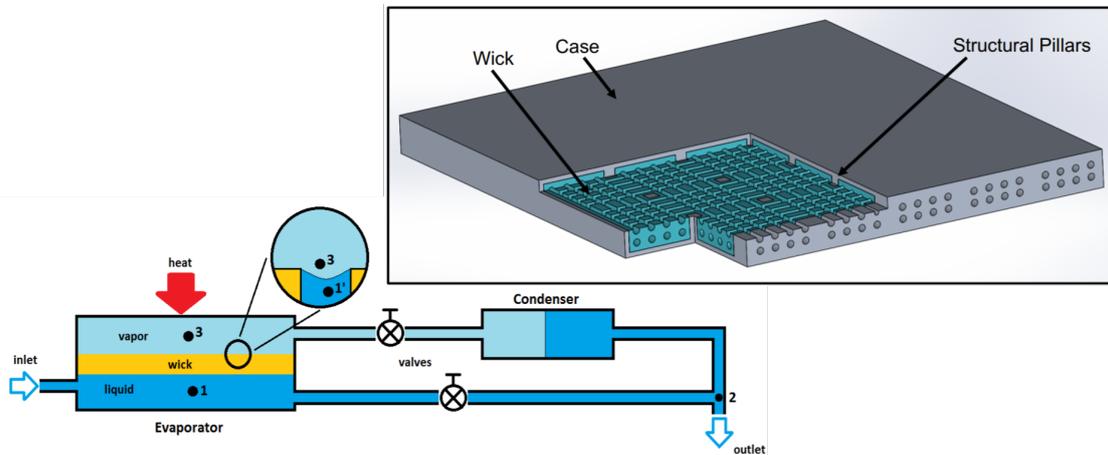
Figura 2.3: Architettura del sistema 2-Phase MPFL⁶

Il ciclo inizia con la pompa (1) che assicura lo scorrimento del fluido di lavoro nel circuito. All'uscita della pompa la pressione è massima. Il liquido entra all'interno dell'evaporatore (2), che è diviso in due parti a due pressioni diverse: una zona liquido e una zona vapore. Queste due regioni sono separate da uno stoppino poroso. A questo punto il liquido penetra per capillarità attraverso lo stoppino e il flusso di calore presente lo fa evaporare spingendolo nella zona vapore. La parte del liquido che non è salito per capillarità esce dall'evaporatore (6) e prosegue fino a entrare nel serbatoio di accumulo per poi ri-iniziare il ciclo. La fase vapore invece esce dall'evaporatore (3) e si immette nel condensatore (4) dove cede calore e condensa: in questo momento il flusso è bifase. A questo punto il fluido fuoriesce dal condensatore (5) il flusso è puro liquido e la pressione si riduce, andando a eguagliare quella del liquido in eccesso uscito dell'evaporatore (6); infine i due flussi si uniscono per poi entrare nell'accumulatore e cominciare un altro ciclo.⁶

Figura 2.4: Andamento pressioni nel sistema⁶

2.3 Struttura dell'evaporatore SFA

L'evaporatore SFA (Separate Flow Architecture) è formato da un guscio esterno e da uno stoppino poroso interno. Questo stoppino poroso separa il vapore e il liquido e tiene i due fluidi a pressioni diverse. Avere due linee di fluido separate permette alla linea di uscita del liquido di bypassare l'evaporatore e ricircolare all'interno dell'apparato durante il normale funzionamento.

Figura 2.5: Modello del sistema SFA^{6,9}

Quest'architettura permette quindi di ottenere diversi vantaggi:

- Il liquido in eccesso non viene forzato dalla pompa attraverso lo stoppino.

- Tutto il liquido necessario viene assorbito dallo stoppino poroso, garantendo tutta la portata massica di vapore richiesta dal carico termico.
- Le fasi vapore e liquido rimangono separate in tutto il circuito tranne che nel condensatore, dove si ha un fluido bifase.
- L'evaporatore è mantenuto a temperatura costante per assicurare la stabilità del sistema, avendo maggiore controllo sul vapore, poiché si eliminano i fenomeni di imprevedibilità dovuti al flusso bifase.

2.4 Studio sui fluidi operativi

Il fluido operativo da utilizzare nel circuito è di fondamentale importanza. È necessario quindi creare un modello di studio in modo da comparare i diversi fluidi di lavoro esistenti e determinare quale di essi offra le migliori prestazioni in condizioni operative nominali. Nello studio di Cappucci et al.⁶ l'obiettivo è stato quello di mostrare gli effetti, in termini di massa e potenza, sui diversi componenti del sistema esaminato. Il modello permette di valutare le condizioni di funzionamento del circuito come la distribuzione delle portate portate, le pressioni e le temperature nei vari componenti funzionali. Infine sono stati valutati altri fattori come la tossicità, l'infiammabilità, la compatibilità dei materiali e i campi di applicazione.

I parametri inseriti nel modello possono essere sia valori fissi sia intervalli, nel qual caso i requisiti del sistema consentono una alta flessibilità.

I parametri dati in input sono:

- Q_{max} e Q_{min}
- Portata massica della pompa
- Temperatura di saturazione
- Net Positive Suction Head Required (NPSHR)
- Lunghezza dei condotti del sistema

Una volta definiti i requisiti, il modello eseguirà delle iterazioni fino al raggiungimento dei criteri di convergenza.⁶

2.4.1 Equazioni del sistema

Il modello di Cappucci et al.⁶ rappresentato in figura 2.6 è costituito dalle seguenti equazioni nel caso di regime:

$$Q = \dot{m}_{vap}\lambda \quad (2.1)$$

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_{vap} + \dot{m}_{liq} \quad (2.2)$$

$$P_1 - P_2 = \dot{m}_{liq} R_{liq} \quad (2.3)$$

$$P_3 - P_2 = \dot{m}_{vap} R_{vap} \quad (2.4)$$

$$P_1 - P'_1 = \dot{m}_{vap} R_{wick} \quad (2.5)$$

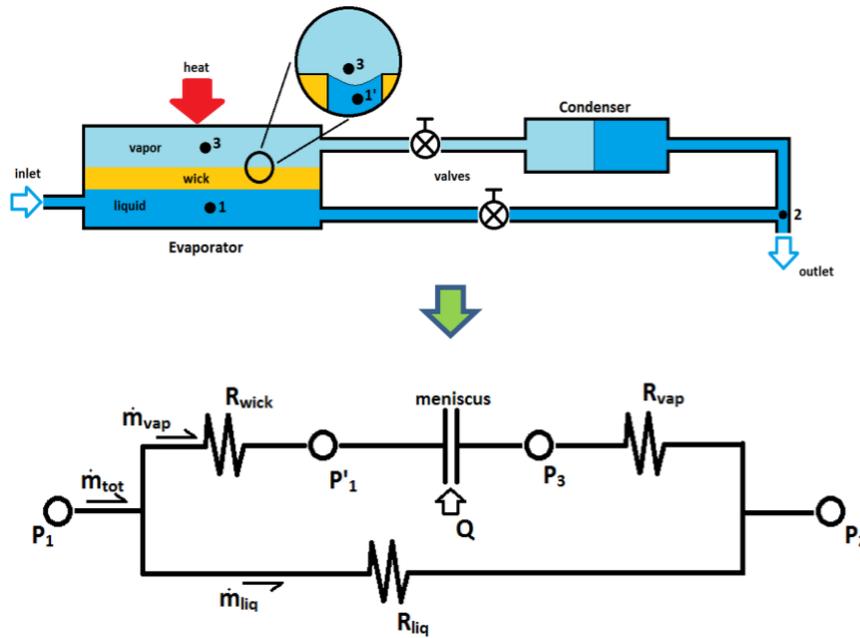


Figura 2.6: Rappresentazione schematica del modello⁶

2.4.2 Ottimizzazione dello studio

Come primo parametro in input viene utilizzata la temperatura di saturazione del fluido. La temperatura di saturazione definita, data in input, determina automaticamente la pressione del sistema all'ingresso della pompa.

Il modello calcola successivamente la temperatura massima all'ingresso della pompa in modo da evitare la cavitazione. Nel caso in cui la pressione di saturazione del fluido, imposta dalla temperatura, sia inferiore all'NPSHR, il fluido viene scartato, perché non è possibile sotto-raffreddare abbastanza il fluido in modo da evitare la cavitazione all'interno della pompa.⁶

$$NPSH_{DISPONIBILE} > NPSH_{RICHIESTA} \quad (2.6)$$

Il modello calcola quindi il NPSHR per i diversi fluidi considerati, rapportandolo al valore di 20 PSI del Freon 11.

$$\frac{NPSHR_{Freon11}}{\rho_{Freon11}} = \frac{NPSHR_{fluid}}{\rho_{fluid}} \quad (2.7)$$

Nel caso in cui la temperatura data sia un intervallo e la conseguente pressione sia inferiore all'NPSHR, il sistema di equazioni aumenta la temperatura di saturazione fino al valore massimo ammissibile o a quello impostato per soddisfare il requisito NPSH.

Nello studio viene poi preso in considerazione il Q_{max} , il quale viene imposto uguale a 1 kW.

$$Q_{max} = \dot{m}_{tot}(Cp\Delta T + \lambda) \quad (2.8)$$

Viene poi calcolata la portata minima e a questo punto il modello modifica il diametro delle linee del vapore, aumentandole con incrementi finiti e modificando il valore delle resistenze del sistema. In tal modo si ottengono la condizione di Q_{max} (eq. 2.3) oppure il raggiungimento del massimo diametro possibile delle linee di vapore.

$$Q_{max} < \frac{\lambda(2\rho/r + \dot{m}_{tot}R_{liq})}{R_{vap} + R_{liq} + R_{wick}} \quad (2.9)$$

Le resistenze nell'equazione 2.9 vengono calcolate combinando tre diverse equazioni in base al regime: una per il regime laminare, una per il regime di transizione e una per il regime turbolento.

All'interno dello stoppino poroso avviene un salto di pressione che dipende dalla tensione superficiale propria del fluido e dal parametro fisico dato dal raggio dei pori dello stoppino stesso. Il ΔP viene quindi calcolato utilizzando il valore del raggio dei pori r pari a $50\mu m$, inteso come valore mantenuto costante.

$$\Delta P = \frac{2\rho}{r} \quad (2.10)$$

Soddisfacendo la condizione di Q_{max} viene calcolato anche il Q_{min} prendendo in considerazione i parametri di Q_{min} , massimo e di diametro massimo delle linee di liquido. In base alle diverse caratteristiche dei fluidi le dimensioni dei componenti del sistema possono di variare e quindi vengono stimante in modo approssimativo mediante semplici equazioni. L'evaporatore è un elemento di dimensioni $(0,7\text{ m}) \times (0,7\text{ m})$ e massa 5,75 Kg di titanio, progettato per resistere ad una pressione massima di 35 bar. È l'unico componente del sistema con dimensioni fisse per semplificare i calcoli. Infine al modello è stato imposto di scartare automaticamente tutti i fluidi che raggiungessero una pressione di saturazione superiore a 35 bar.⁶

2.4.3 Risultati dello studio sui fluidi

Una volta che il modello ha confrontato i fluidi disponibili, ottenuti dal database REF-PROP, si ottengono cinque grafici in output:

- Valori Q_{max} e Q_{min}
- Ripartizione di massa del sistema
- Portata
- Pressione del sistema
- Temperature caratteristiche

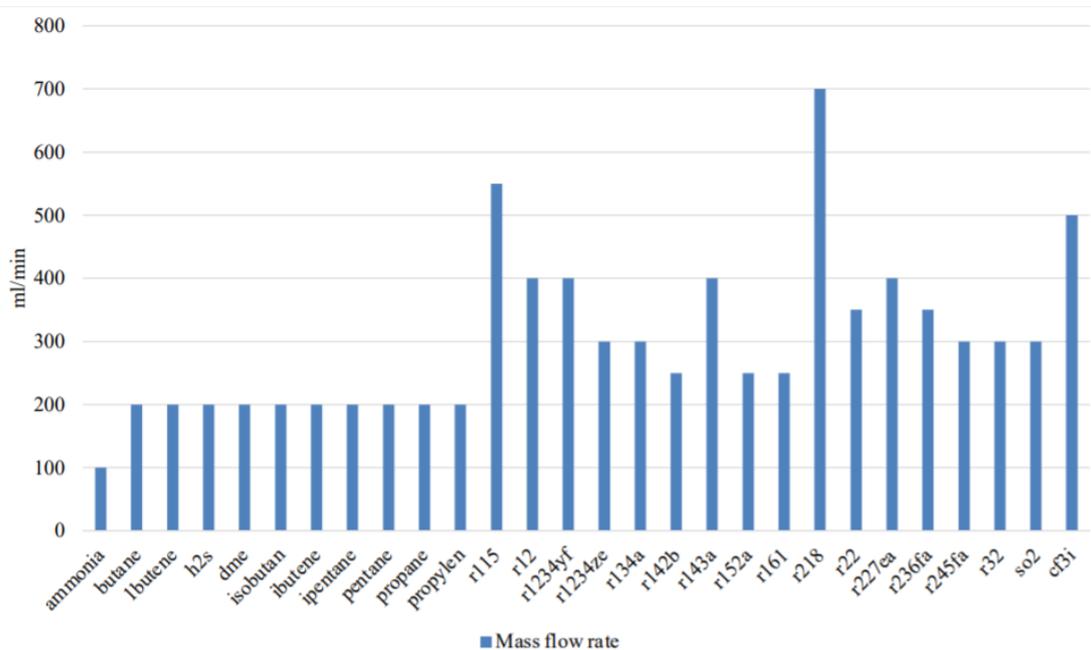


Figura 2.7: Confronto portata dei diversi fluidi⁶

Come si può osservare nel grafico in figura 2.7, i dati dei diversi fluidi comparati tra loro mostrano che la portata di ammoniaca richiesta a parità di condizioni è la più bassa.

Dai risultati ottenuti del grafico in figura 2.8 si può notare come i valori di Q_{max} non raggiungano con esattezza il valore dei 1000 W, informazione che è data in input. Il motivo risiede nel fatto che il modello esegue incrementi finiti di portata e/o dei diametri dei condotti e quindi non riesce a raggiungere con precisione il valore indicato. Ciò non crea problemi ai risultati del modello. Dal grafico si ottengono anche i valori di ΔQ , che forniscono un'informazione molto rilevante: infatti un valore di ΔQ elevato è indice di un sistema più stabile e adattabile a diversi carichi senza il bisogno di modificare la velocità di funzionamento della pompa. Questo permette di avere un sistema meno complesso e

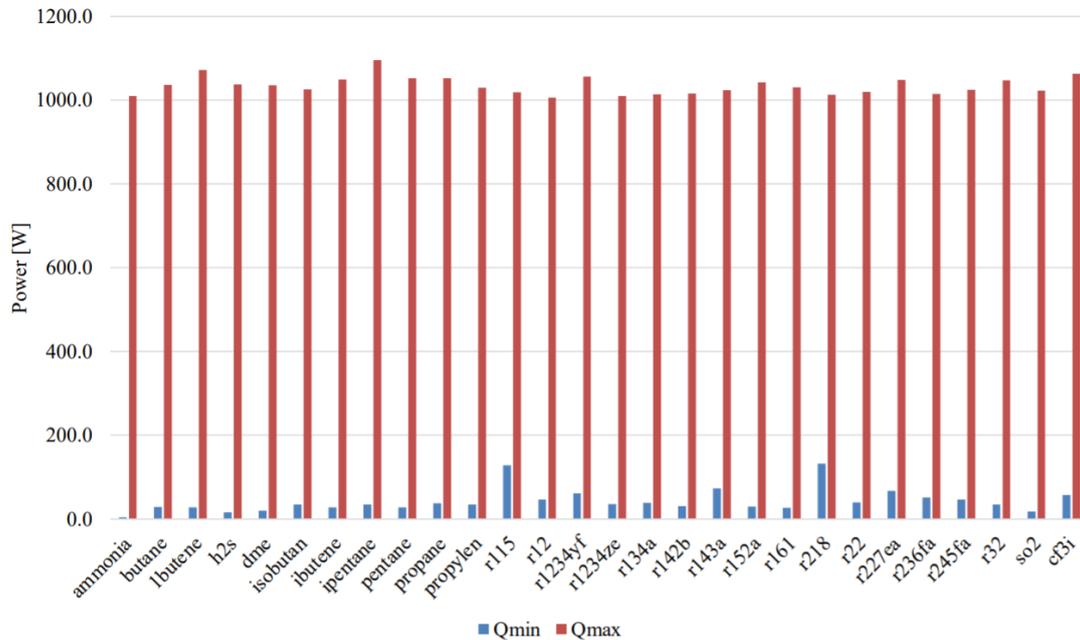


Figura 2.8: Risultato Q_{min} e Q_{max} dei diversi fluidi⁶

di conseguenza conferisce una maggior durata della vita utile della pompa.

La dimensione del condensatore è influenzata in modo marcato dalla temperatura di sotto-raffreddamento. La temperatura del punto di sotto-raffreddamento (visibile nel grafico in figura 2.9) deve essere molto più elevata della temperatura di congelamento del fluido, perché in caso contrario il condensatore potrebbe congelarsi e causare danni al sistema.

Come affermato in precedenza, è possibile ottenere la ripartizione delle masse dei vari componenti del sistema. Questo permette di stabilire quanto il fluido influisce su ogni singolo componente (evaporatore a parte) e di conseguenza sulla massa totale del sistema. Ovviamente essendo un'applicazione spaziale, la massa totale del sistema è un dato fondamentale e influisce sul carico utile di tutta la sonda. Quindi sicuramente è anche preferibile il fluido che necessita di un sistema più leggero. Da come si vede nel grafico in figura 2.10 l'ammoniaca è il fluido che permette una massa del sistema più contenuta.

Per quanto riguarda la pressione (fig.2.11), si nota come l'ammoniaca sia tra le più alte, intorno ai 130 PSI.

Si è ristretto il campo ai fluidi più prestazionali e sono stati considerati alcuni fattori di rilevante importanza. Tuttavia questo modello non è stato creato per valutarli. È stata analizzata, ad esempio, la compatibilità del fluido con i materiali utilizzati per realizzare i diversi componenti, il grado di tossicità, l'inflammabilità e i campi di applicazione.

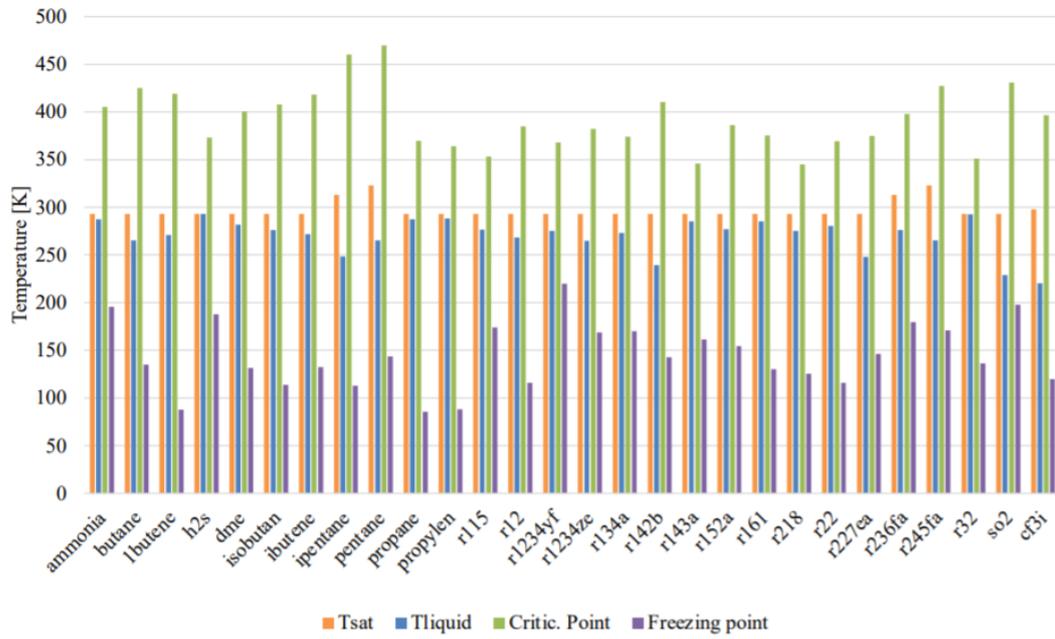


Figura 2.9: Confronto temperature caratteristiche⁶

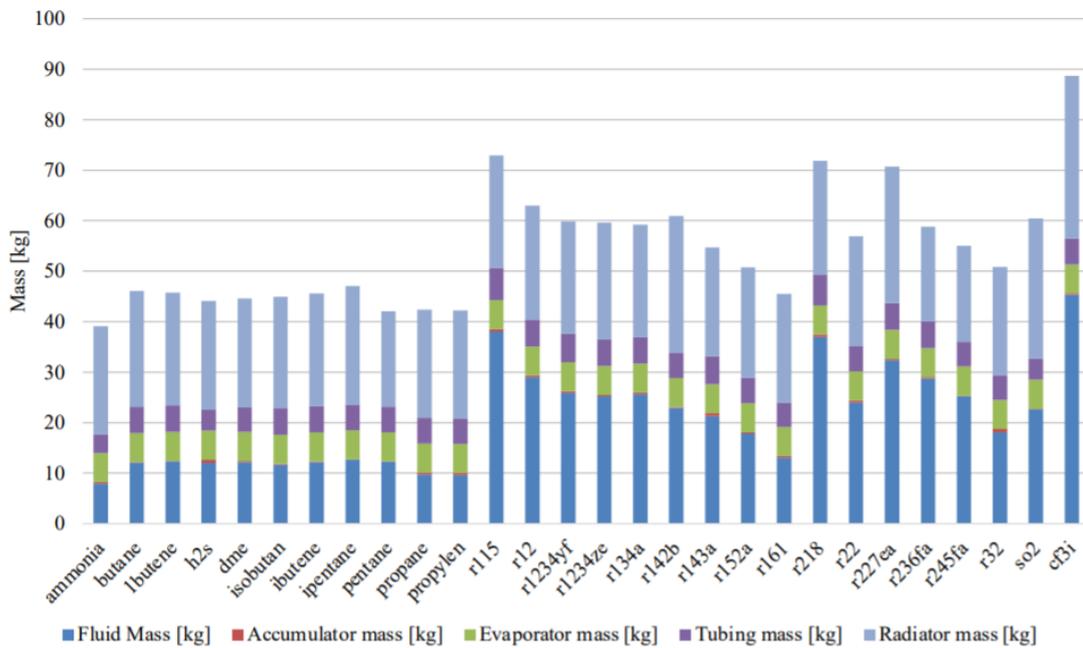


Figura 2.10: Ripartizione delle masse nel sistema⁶

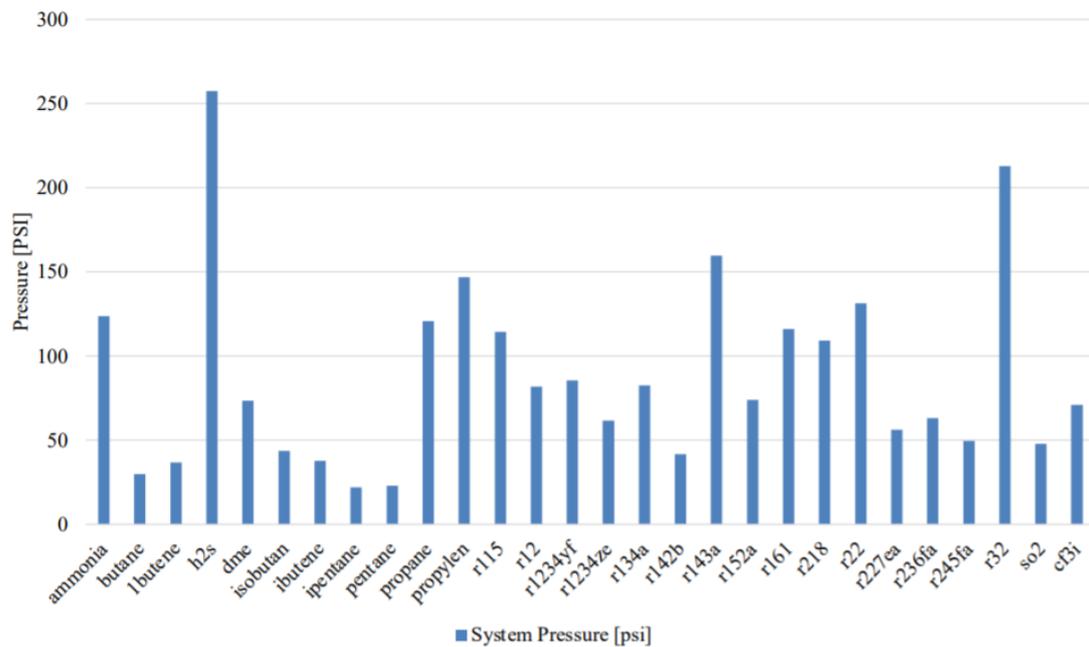


Figura 2.11: Confronto pressione nel sistema⁶

Nella tabella in figura 2.12 si possono osservare i risultati di questa ultima indagine.

Fluid	Health	Flammability	Reactivity	Aluminum compatability	Titanium compatability	316 SS compatability	Applications
ammonia	3	1	0	EXCELLENT	GOOD	EXCELLENT	Heat pipes
butane	1	4	0	EXCELLENT	EXCELLENT	EXCELLENT	Heat pipes
1-butene	1	4	0	EXCELLENT	?	EXCELLENT	?
Hydrogen Sulfide	4	4	0	POOR	GOOD	POOR	?
Dimethyl ether	1	4	1	POOR	?	POOR	?
Isobutane	1	4	0	EXCELLENT	?	EXCELLENT	?
Isobutene	1	4	0	EXCELLENT	?	EXCELLENT	?
Isopentane	1	4	0	EXCELLENT	?	EXCELLENT	Heat pumps
pentane	1	4	0	EXCELLENT	?	GOOD	Heat pipes
propane	2	4	0	EXCELLENT	EXCELLENT	EXCELLENT	Heat pipes
propylene	1	4	1	EXCELLENT	?	EXCELLENT	Heat pipes
r152	2	4	0	POOR	?	?	?
r161	2	4	0	?	?	?	?
r32	1	4	1	POOR	?	EXCELLENT	?

Figura 2.12: Tabella comparativa sui pericoli, compatibilità e campi d'applicazione dei diversi materiali considerati⁶

2.4.4 Conclusioni sullo studio sui fluidi

Lo studio appena descritto permette di confrontare tutti i fluidi presenti nel database REFPROP, riducendo i tempi e costi e restringendo il campo a pochi fluidi. L'ingegnere dovrà poi effettuare la scelta su quale fluido sia più indicato in base all'applicazione. Dati i risultati, il fluido che sembra essere più adatto all'applicazione del $2 - \Phi$ MPFL è l'ammoniaca.⁶ I vantaggi dell'ammoniacca sono diversi:

- Permette di ottenere un sistema più leggero.
- Necessita di un sistema meno esigente in termini di potenza.
- Ha una compatibilità eccellente con i materiali più comuni utilizzati nell'industria.

L'ammoniaca presenta tuttavia anche alcune criticità, come ad esempio il fatto che la pressione complessiva del sistema è mediamente più alta rispetto a molti degli altri candidati (come si può osservare nel grafico in figura 2.11), ma ciò non rappresenta un grosso problema. Un'altra criticità è quella dei rischi per la salute: l'ammoniaca infatti è un gas tossico che può portare irritazioni ai polmoni con sintomi anche gravi, ma è un gas le cui procedure di manipolazione sono comuni e ben conosciute, essendo un fluido ampiamente utilizzato.

In conclusione, però, l'ammoniaca rimane la scelta ottimale e per questo si è deciso di utilizzare questo gas.⁶

Capitolo 3

L'evaporatore

3.1 Sviluppo dell'evaporatore

Nel 2016 nei laboratori dei JPL della NASA è iniziato uno studio sull'evaporatore del sistema 2 – Φ MPFL, realizzando un primo prototipo con tecniche tradizionali. È stato realizzato uno stoppino poroso tramite sinterizzazione, da inserire all'interno di un guscio, come mostrato in figura 3.1. Essendo ottenuto tramite tecniche tradizionali, il prototipo è formato da tre componenti principali che formano il guscio e lo stoppino, più gli elementi di fissaggio e la guarnizione.⁵

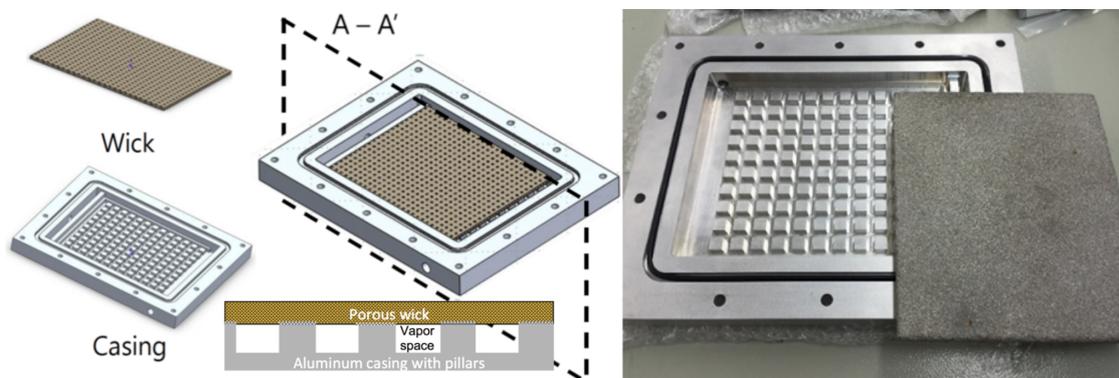


Figura 3.1: Primo prototipo di evaporatore⁵

Nel 2018 sono stati realizzati due design di evaporatori in additive manufacturing (AM), in lega di alluminio AlSi10Mg. I due evaporatori anche se simili avevano un diverso scopo.

3.1.1 Design 1

Il primo design è stato progettato con lo scopo di verificare se i criteri con cui era stato sviluppato l'evaporatore in DMLS (Direct Metal Laser Sintering) erano corretti. Infatti è

stato il primo evaporatore ottenuto tramite tecniche di AM ed era necessario verificare che la struttura e lo stoppino poroso funzionassero come previsto. Il fluido per cui è stato studiato è il perfluoroesano (FC_72). È stato utilizzato a bassa pressione (sotto quella atmosferica) in modo da evitare di incorrere in problemi di contenimento della pressione, per ciò non è stato necessario includere dei pilastri strutturali nel design. Per collegare l'evaporatore al sistema 2 – Φ MPFL sono stati utilizzati dei raccordi standard che hanno influito molto sul design, di conseguenza l'evaporatore 1 è relativamente grande e spesso (23 cm x 19.6 cm x 3.3 cm).

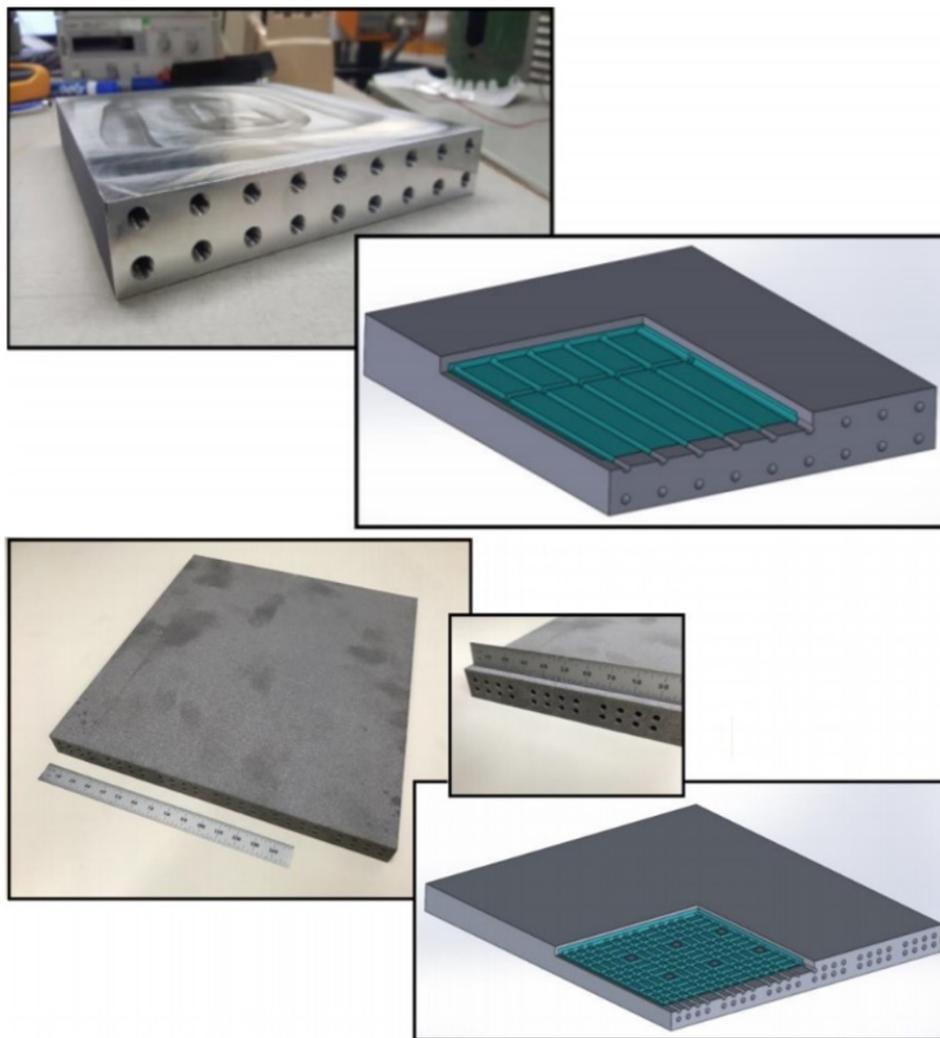


Figura 3.2: I due prototipi di evaporatori realizzati in AlSi10Mg in Additive manufacturing: in alto il design #1 (più spesso), in basso il design #2¹⁰

3.1.2 Design 2

Il secondo design era più sottile (21.3 cm x 19.7 cm x 1.6 cm), progettato per funzionare a pressioni operative massime di 1,39 MPa con ammoniaca. Per incrementare la resistenza strutturale sono stati inseriti dei pilastri strutturali che collegano le estremità del guscio esterno. Le dimensioni contenute si sono ottenute utilizzando raccordi più piccoli e i fori per l'eliminazione della polvere sono stati tappati tramite saldatura. Questo prototipo è servito per dimostrare come il design più sottile fosse più adatto all'utilizzo in volo.¹⁰

3.1.3 Evaporatore per banco prova 2PMPFL

Successivamente è stato ulteriormente sviluppato al Jet Propulsion Laboratory un evaporatore per il banco prova 2PMPFL. L'evaporatore è a base quadrata di 200 mm x 200 mm, ottenuto anch'esso tramite L-PBF in Alsi10Mg (fig. 3.3).

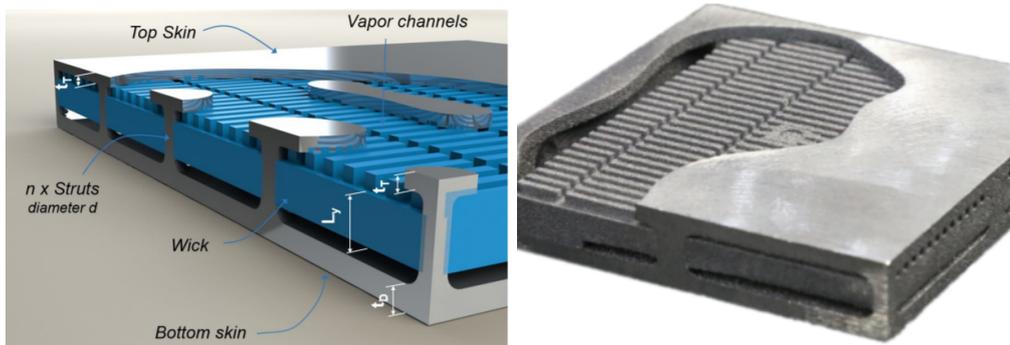


Figura 3.3: Rappresentazione in sezione dell'evaporatore JPL: a sinistra rendering e a destra tramite AM¹

L'evaporatore funziona in un banco prova in condizioni nominali di 25°C ad una pressione di circa 10 bar, utilizzando come fluido refrigerante l'ammoniaca. In questa fase, però, la pressione massima di progetto considerata è 17,2 bar, oltre i quali la valvola di sicurezza del banco prova entra in funzione. Dal punto di vista meccanico l'evaporatore è un recipiente in pressione in cui le principali variabili sono lo spessore del guscio esterno (t), il numero dei montanti interni (n), il loro diametro (d) e l'altezza dello stoppino poroso (L_y). Tale evaporatore è stato oggetto del lavoro del dott. Ossola¹, il cui scopo è stato principalmente quello di valutarne il comportamento strutturale, eseguendo in prima battuta un'analisi di sensibilità che ha permesso di comprendere l'influenza dei principali parametri geometrici. Nonostante il L-PBF (Laser Powder Bed Fusion) sia un processo fortemente anisotropo, nelle simulazioni per semplicità il comportamento è stato considerato isotropo. È stata così indagata l'influenza del numero e dello spessore dei montanti sul comportamento strutturale, mediante analisi ad elementi finiti. I montanti che collegano le pareti del guscio esterno hanno un comportamento principalmente in tensione. È stato quindi valutato il loro comportamento strutturale in funzione dell'area trasversale cumulativa di tutti i puntoni, includendo informazioni sul numero e sul diametro di essi. L'indagine è stata

fatta per un numero di montanti che va da 64 a 256 e con un diametro che va da 0,75 mm a 3 mm. E' stata quindi definita un variabile δ come:

$$\delta = \frac{nA_{strut}}{A_{evap}} = \frac{n\pi d^2/4}{l^2} \quad (3.1)$$

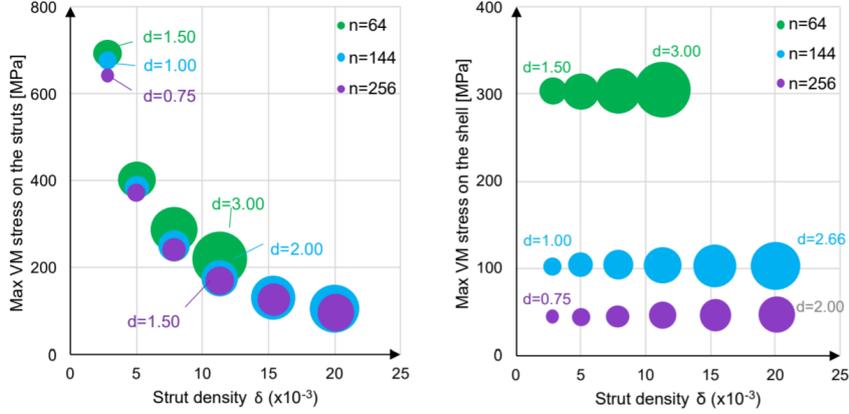


Figura 3.4: Sollecitazioni massime di Von Mises su montanti e guscio in funzione del parametro δ^1

dove n e il numero di montanti, d il loro diametro e l e la lunghezza dell'evaporatore. È stato tracciato un grafico in cui la sollecitazione massima di Von Mises è stata messa in funzione di δ , considerando un valore fisso di montanti n : a valori bassi di δ corrispondono montanti sottili e a valori elevati di δ corrispondono montanti più spessi. Da ciò è risultato, come da previsione, che è possibile limitare gli stress massimi aumentando le dimensioni dei montanti. Variando sia in numero che in dimensioni i montanti, si è visto come la curva in funzione di δ tendeva ad un'unica curva in funzione di $1/\delta$ (fig.3.4). E' quindi stato possibile stabilire l'utilizzo di due strategie alternative: aumentare il numero dei montanti o aumentarne il diametro. Utilizzare la prima strategia è più conveniente: infatti si ottiene una minore distanza tra i montanti, riducendo le sollecitazioni massime e avendo una deformazione più uniforme sul guscio esterno; inoltre la loro massa, molto piccola, può consentire un notevole risparmio in termini di massa.

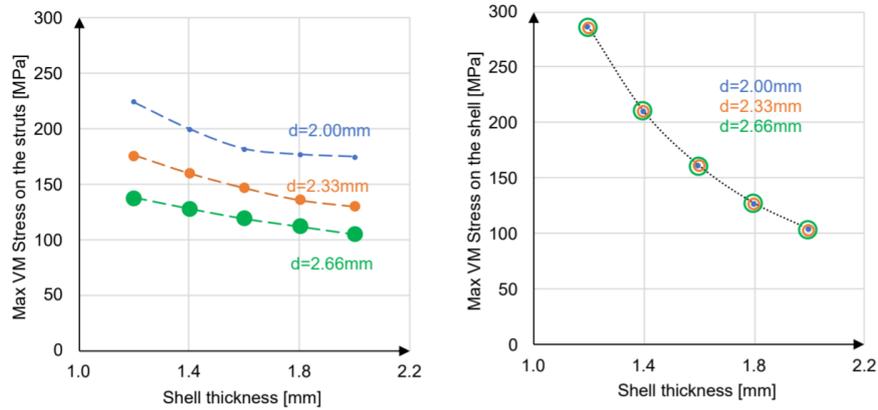


Figura 3.5: Sollecitazioni massime di Von Mises su montanti e guscio in funzione dello spessore del guscio¹

È stato successivamente analizzato lo spessore del guscio, variando tale parametro da 1,2 mm a 2 mm: anche in questo caso, aumentando lo spessore del guscio, la sollecitazione diretta è diminuita. Lo stress massimo quindi è influenzato sia dai montanti interni che dallo spessore del guscio. Aumentando però lo spessore del guscio, aumenta anche la massa totale dell'evaporatore, condizione che sarebbe meglio evitare.

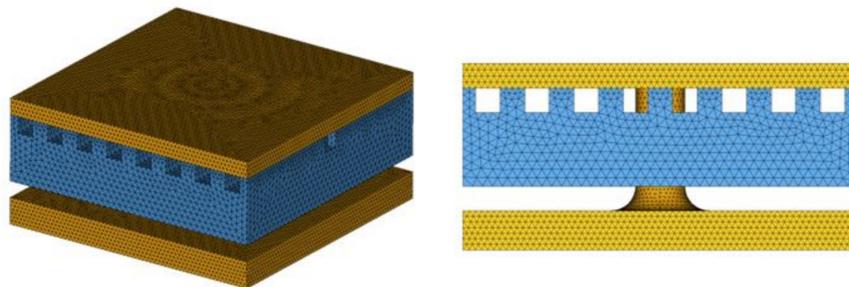


Figura 3.6: Modello ad elementi finiti di evaporatore sviluppato dal dott. Ossola¹

È stato quindi effettuato un lavoro di ottimizzazione, seguendo come linee guida le analisi fatte in precedenza. Partendo quindi dall'evaporatore (indicato come *evaporatore 3* nello studio) che aveva un numero di montanti di 25 unità con spessore di 3,6 mm a base quadrata e con un guscio esterno di 2,2 mm, è stato ottenuto il design di un evaporatore (indicato come *evaporatore 4* nello studio) che è passato a 36 montanti a base circolare e con una riduzione di spessore dello stoppino poroso da 4 mm a 3 mm. Infine è stato sviluppato l'*evaporatore 5*, aumentando ulteriormente il numero di montanti da 36 a 144 e modificando lo spessore del guscio esterno. Il guscio esterno ottenuto non è più costante nella parte superiore e inferiore, ma ha dimensioni diverse: 1 mm per la parte superiore e 1,6 mm per la parte inferiore.

In conseguenza a queste modifiche anche la massa totale dell'evaporatore è passata da 1,3 kg dell'*evaporatore 3* agli 0,9 kg dell'*evaporatore 4* e agli 0,6 kg dell'*evaporatore 5*; oltre a ciò la riduzione della dimensione dei montanti ha portato i canali di vapore ad essere meno ostruiti: i montanti infatti non occupano parte dei canali e il vapore può fluire più libero, cosa che ha un effetto positivo anche sull'eliminazione della polvere metallica presente dopo la produzione per L-PBF.

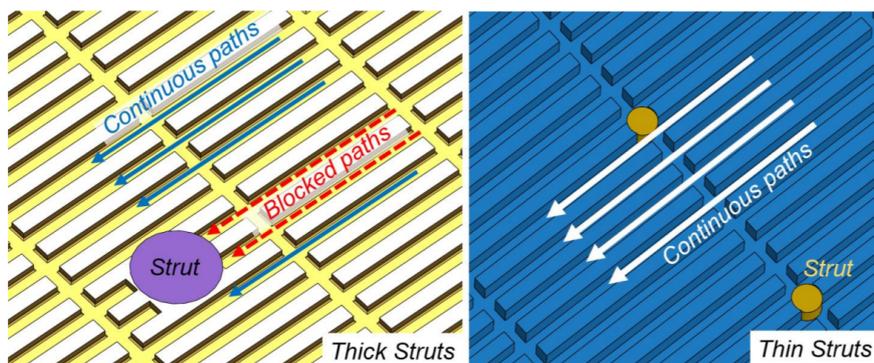


Figura 3.7: Effetto della dimensione dei montanti sui canali vapore¹

Ad oggi gli ultimi design dell'evaporatore non sono ancora stati realizzati tramite L-PBF e testati in laboratorio a causa delle problematiche legate al Covid19; probabilmente saranno testati in futuro.¹

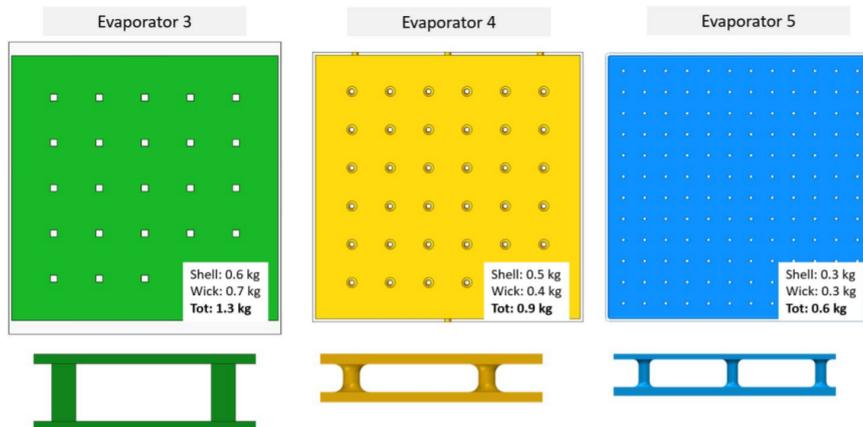


Figura 3.8: Comparazione tra i tre evaporatori sviluppati dal dott. Ossola, osservati dall'alto e in sezione¹

Capitolo 4

Caratteristiche dell'evaporatore

4.1 Lo scambio termico

Secondo uno studio di Odagiri et al.¹¹ che si concentrava su scambiatori ad alte prestazioni (Loop Heat Pipes), lo scambio termico varia in base al flusso di calore che viene applicato allo scambiatore. Infatti la presenza di un ponte liquido all'interfaccia tra le scanalature del vapore e la piastra di riscaldamento può modificare anche lo scambio termico.

Si è notato che per un flusso di calore basso, lungo la linea di contatto tra piastra e canali porosi, si crea un ponte liquido come si vede in figura 4.1. Questo ponte liquido è un film molto sottile che si posiziona all'interfaccia vapore-liquido e ciò permette di avere un buon scambio termico.

È stata poi effettuata la prova con un flusso di calore moderato. In questo caso all'interfaccia tra piastra termica e stoppino poroso si è rilevata la presenza di ebollizione nucleata, ossia piccolissime tasche di vapore, e di un ponte liquido ridotto. In questo caso lo scambio termico era buono e migliorava addirittura rispetto al caso di flusso basso (come si può osservare nella parte centrale del grafico in figura 4.1).

Infine si è studiato il caso di flusso elevato di calore. In questa condizione nell'interfaccia tra piastra e stoppino si formano delle vere e proprie tasche di vapore e si assiste alla sparizione del ponte liquido. Il coefficiente di scambio termico quindi cala drasticamente, poiché la presenza delle tasche di vapore va a creare una sorta di isolamento termico che quindi danneggia le caratteristiche di scambio termico.

Odagiri alla fine dello studio consiglia di evitare un flusso di calore elevato per evitare di ridurre l'efficienza dello scambiatore.¹¹

4.2 Il materiale

Il materiale scelto per l'evaporatore è la lega di alluminio AlSi10Mg. La scelta è ricaduta su questa lega in primis perché è un materiale molto utilizzato e quindi ben caratterizzato

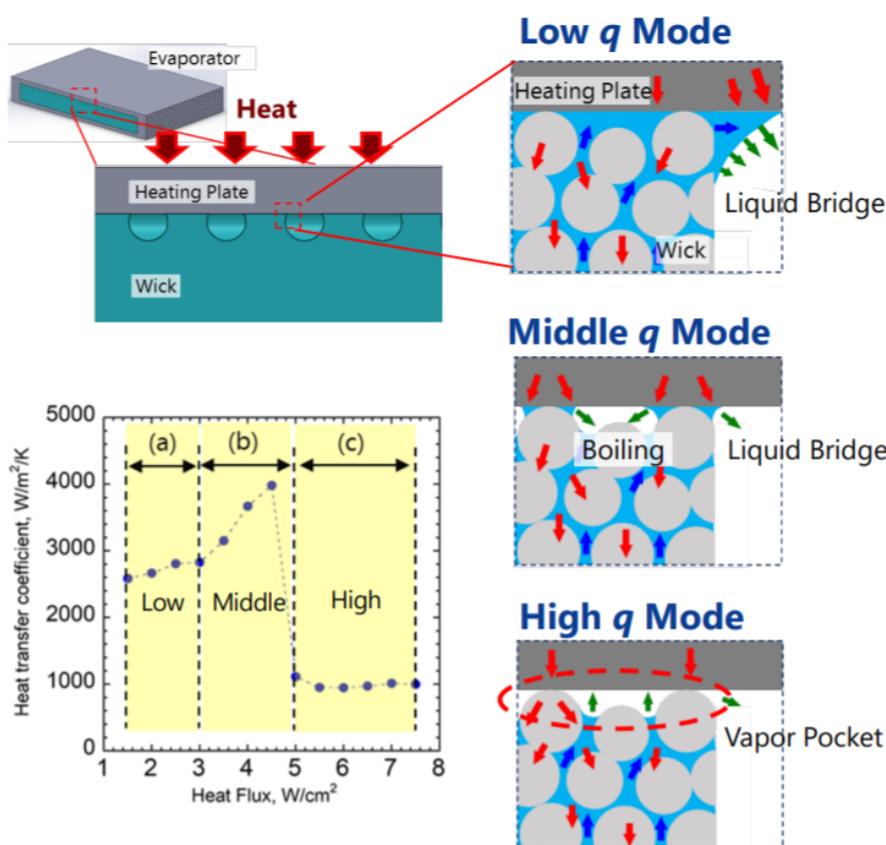


Figura 4.1: Andamento del coefficiente di scambio termico in base al flusso di calore secondo lo studio di Odagiri et al^{11,12}

in ambito Additive Manufacturing, step imprescindibile per la realizzazione di un corretto studio; poi per le ottime caratteristiche come la leggerezza, l'alta conducibilità termica, che sono sicuramente essenziali in questo ambito.

L'AlSi10Mg poroso è stato studiato in laboratorio dai ricercatori del JPL mediante prove sperimentali per caratterizzare meglio le proprietà termiche e meccaniche come il modulo di young, lo snervamento, l'allungamento a rottura, in funzione della porosità.¹

Il raggio dei pori è un parametro importante da valutare e può variare in base al processo di AM e in base ai parametri inseriti nella macchina: in base alla potenza del laser e alla velocità di scansione si possono ottenere risultati del tutto diversi, come porosità diverse e quindi caratteristiche termiche e meccaniche diverse.

Fondamentale è anche la dimensione dei grani della polvere metallica e della loro forma. In particolare si è valutato che il raggio dei pori può variare da $3\mu m$ a $28\mu m$; dalla dimensione dipende poi il grado di permeabilità del materiale.

La permeabilità del materiale è un altro parametro importante: è direttamente proporzionale al raggio dei pori, ma all'aumentare di essa aumenta la perdita di pressione all'interno dello stoppino poroso, effetto che bisognerebbe minimizzare, poiché in termini operativi

più è piccolo il raggio dei pori meglio è. E quindi necessario fare un trade off per ottenere le caratteristiche desiderate. È stato dunque scelto un raggio dei pori di $18\mu\text{m}$, quindi mediamente grande, ottenendo una maggior permeabilità di $3,2e^{-13}$ e la porosità del 22,3%.¹²

4.3 Calcolo dell'intervallo operativo

4.3.1 Limite capillare

Il limite capillare è un limite operativo dell'evaporatore. Se viene superata la pressione massima che il menisco può mantenere all'interno dello stoppino (eq. 4.1), la fase liquida penetra nei canali del vapore e avvengono fenomeni di funzionamento instabile nel sistema. Con conseguente surriscaldamento dell'evaporatore e sua essiccazione.

$$2\sigma/r \cos(\theta) \tag{4.1}$$

L'aumento di pressione nell'evaporatore è influenzato sia dal carico termico applicato e dalla configurazione dell'evaporatore che dalla lunghezza delle linee del vapore. Per prevederne il comportamento è stato sviluppato un modello mediante le equazioni di Naiver-Stokes.

In Figura 4.2 si può osservare un profilo di pressione nel caso di un carico termico applicato equivalente a 500 W e con 0,003 kg/s di portata, ottenuto da tale modello. Si può notare come la pressione più alta sia nell'evaporatore, poi vada calando per tutta la linea vapore per poi aumentare di nuovo nella pompa. L'aumento di pressione all'interno dell'evaporatore si crea all'interfaccia vapore-liquido; una volta raggiunta la pressione massima si ha la penetrazione del liquido nel lato vapore con le conseguenti problematiche.

Sono state effettuate delle simulazioni con diversi carichi termici e diverse portate, applicati allo scambiatore: un range termico che va da 0 W a 1400 W e un range di portata che va da 0,001 kg/s a 0,005 kg/s. Ciò permette di indagare quale sia la portata ottimale in base al calore applicato allo scambiatore.

Nel grafico in figura 4.4 sono quindi presenti i tre casi ed è presente la soglia del limite capillare oltre alla quale l'evaporatore diventa instabile. Nel caso di 0,001 kg/s di portata il carico applicato va da 200 W a 600 W, oltre il quale la portata non è più sufficiente a sopportare il carico termico e l'evaporatore funziona a secco, ossia non è più presente parte liquida. Il caso con portata intermedia da 0,003 kg/s è quello con range operativo più ampio, infatti è operativo da 400 W a 1100 W. Mentre il caso con portata massima testata è quello con 0,005 kg/s di portata, in cui il range di calore operativo va da 600 W a 1200 W, che è il caso in cui si raggiunge il carico termico massimo.

È stato preferito il caso intermedio con portata di 0,003 kg/s, il cui range operativo è il più ampio.¹²

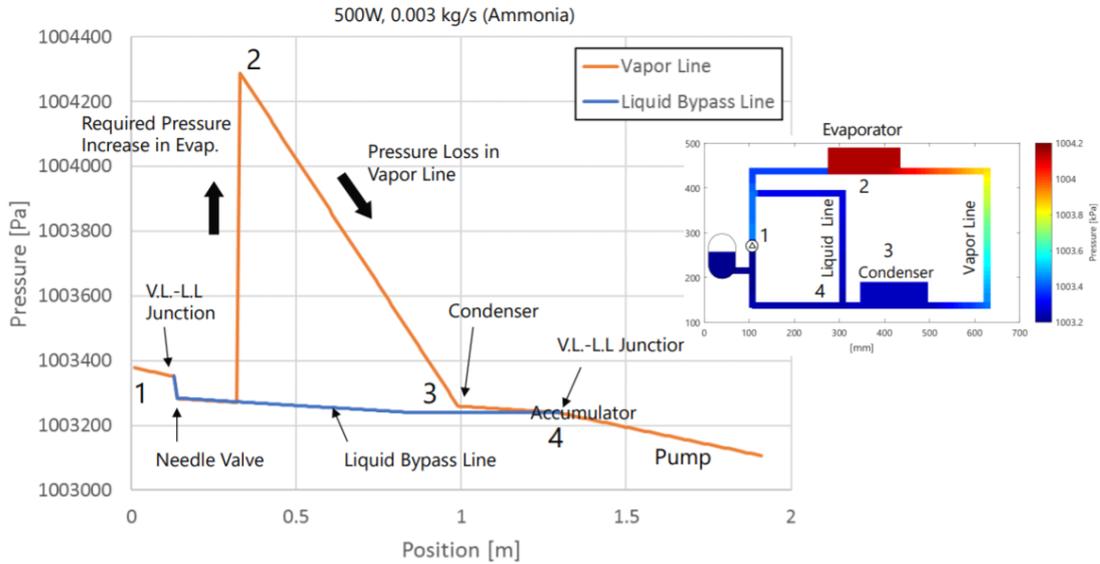


Figura 4.2: Profilo di pressione nel circuito con carico termico di 500 W e portata di 0,003 kg/s¹²

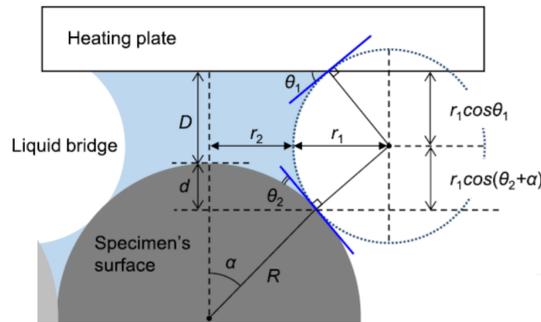


Figura 4.3: Geometria per il calcolo del flusso termico limite¹²

4.3.2 Flusso termico limite

Un altro limite operativo dello scambiatore è il flusso termico, di cui si è trattato in precedenza. Infatti dai precedenti studi di Odagiri et al¹¹ è stato visto come lo scambio termico avvenga in modo ottimale nel caso di flusso termico basso o moderato ed è quindi necessario mantenersi in questo range operativo. Il limite è dovuto alla presenza delle sacche di vapore tra stoppino e piastra di riscaldamento ed è stato calcolato prendendo il diametro dei pori dello stoppino ($D=18\mu m$) come gap tra stoppino e piastra e $R= 50 \mu m$ come raggio della struttura (fig. 4.3). Mediante ciò è stata calcolata una pressione di transizione sulla quale applicare il limite di flusso termico di circa 1,5 kPa. È stato quindi inserito nel modello questo limite, che ha ridotto il range operativo dello scambiatore,

portando, sempre nel caso di portata 0,003 kg/s, l'intervallo del carico termico utile da 400-1100 W a 400-900 W.¹²

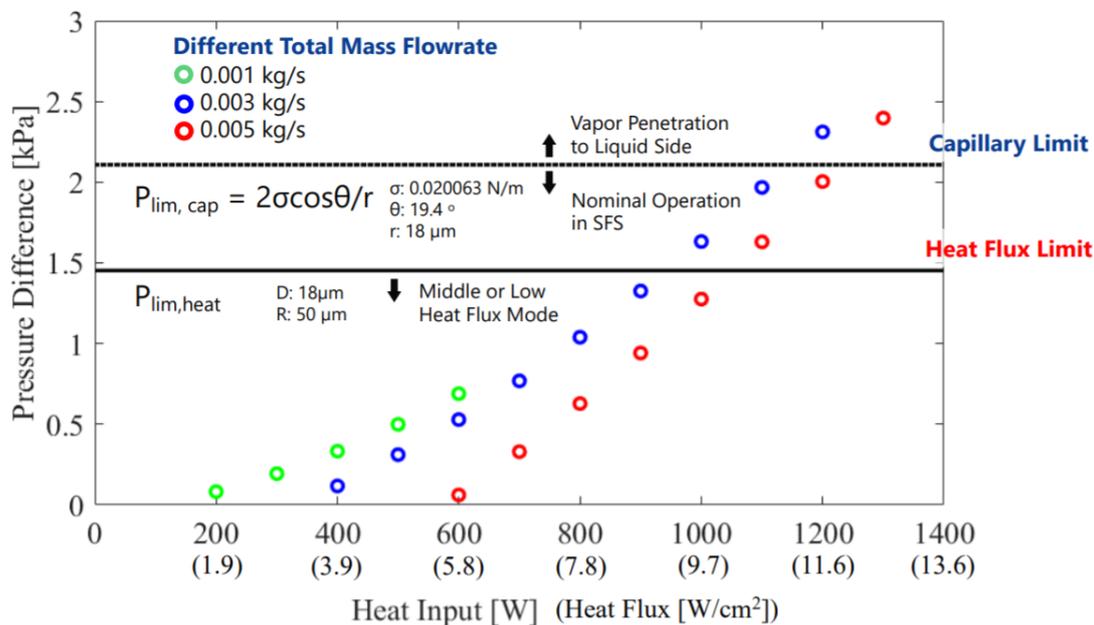


Figura 4.4: Pressione all'interno dello stoppino con le tre portate diverse¹²

Infine per calcolare l'intervallo di funzionamento finale viene considerata anche la perdita di pressione all'interno dello stoppino, che viene sommata alla richiesta di aumento di pressione dell'evaporatore, ottenendo un range operativo che va dai 400 W agli 800 W come si mostrato in figura 4.5.

4.4 Parametri geometrici dello stoppino

Lo stoppino poroso ha una geometria particolare e ben definita: deve infatti permettere al liquido di penetrare e arrivare agevolmente molto vicino alla sorgente termica, in modo da poter evaporare, sottrarre calore alla piastra e far defluire il vapore formatosi. Bisogna sempre prendere in considerazione i limiti e i vincoli della tecnologia utilizzata per la costruzione del componente, che in questo caso è l'additive manufacturing con tecnica LPBF.

Sempre secondo lo studio di Odagiri et al¹¹ è stato osservato che la presenza della linea di contatto tra la piastra di riscaldamento, lo stoppino poroso (in cui è presente la fase liquida) e la fase vapore, gioca un ruolo fondamentale per quanto riguarda l'efficacia dello scambio termico e di conseguenza dell'evaporatore. Tale linea di contatto è anche detta linea TPCL (Triple Phase Contact Line) ed è quindi da tenere in considerazione quando si va a disegnare la geometria dello scambiatore. Secondo lo studio di Odagiri et al il fattore che incide maggiormente sullo scambio è la lunghezza della linea TPCL, quindi

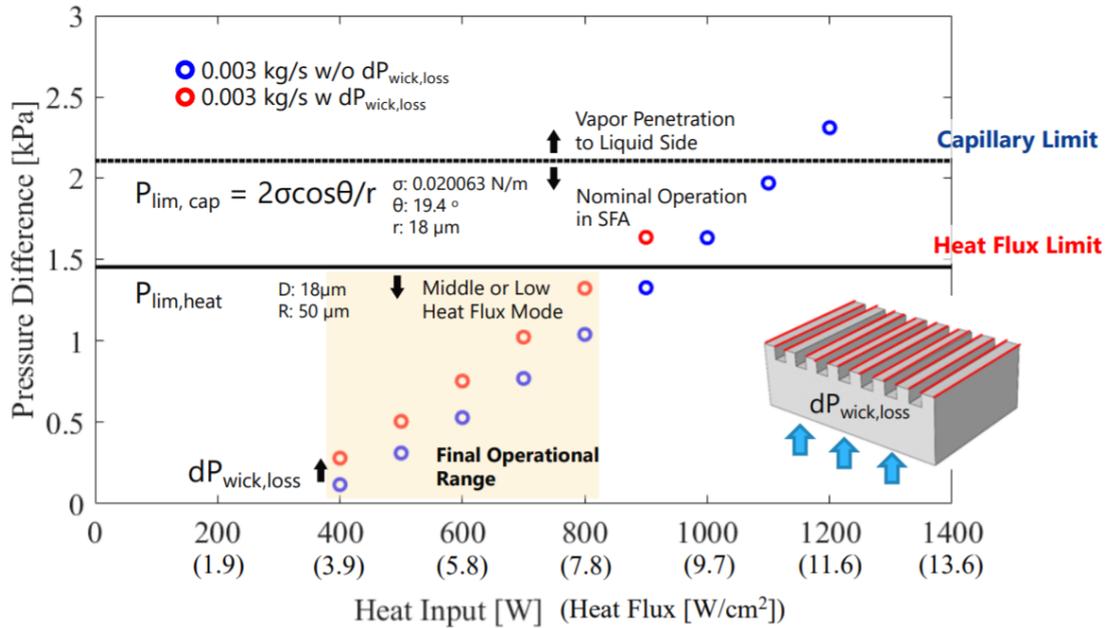


Figura 4.5: Range operativo finale con aggiunta della perdita di pressione all'interno dell'evaporatore¹²

è necessario massimizzare la lunghezza di questa linea per migliorare le prestazioni dello scambiatore. Per ottenere ciò è necessario aumentare il numero di alette/scanalature dello stoppino a parità di superficie, riducendone lo spessore per aumentarne il numero. Si è stabilita una dimensione limite dello spessore delle alette dello scambiatore, sotto alla quale è consigliabile non scendere: essa è di 1 mm. Tale limite dipende dalla risoluzione della tecnica LPBF con cui viene fabbricato lo stoppino: anche se teoricamente si potrebbe scendere ancora nelle dimensioni, la possibilità che si presentino problematiche e che si indebolisca la struttura è troppo elevata per rischiare. Le dimensioni ideali dei componenti dello stoppino sono 1 mm per la larghezza delle alette e delle scanalature, 1 mm per l'altezza delle alette, 4 mm per lo spessore del corpo dello stoppino e 1 mm per l'altezza del serbatoio per il liquido.¹²

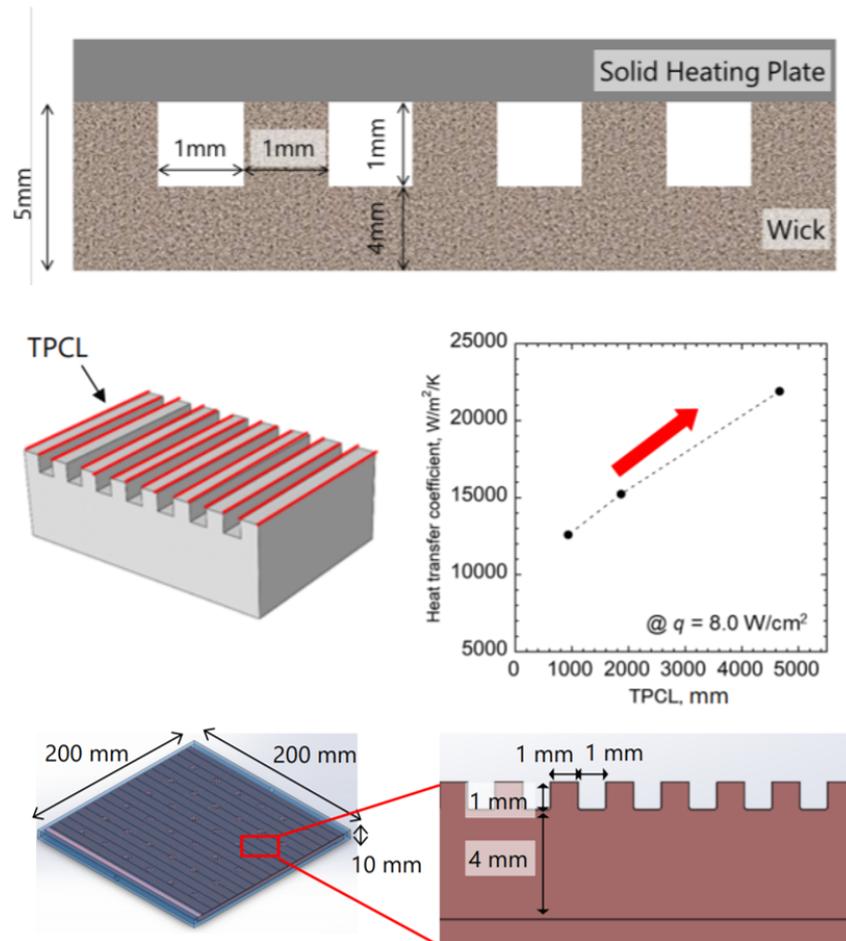


Figura 4.6: Geometria dello stoppino e linea TPCL¹²

Capitolo 5

Geometrie dell'evaporatore

In questo progetto è stata elaborata la geometria di partenza dell'evaporatore, ottenuta dai laboratori del JPL della NASA e successivamente ottimizzata dal dottor Ossola, in modo da integrarla nel guscio sferico di una sonda venusiana, permettendole di assumere sia il ruolo di regolazione termica che il ruolo strutturale. Ottenere questa integrazione permetterebbe di ridurre il carico utile e aumentare il volume disponibile all'interno della sonda. Per ottenere tutto questo è indispensabile l'utilizzo dell'additive manufacturing che ad oggi è l'unica tecnica che permette di realizzare questa soluzione. Le geometrie ricavate partendo da questi dati sono state modellate tramite software CAD Solidworks.

5.1 Geometrie iniziali

Per prima cosa quindi sono state studiate le ultime soluzioni ottenute da dott. Ossola per quanto riguarda la geometria dell'evaporatore e il guscio esterno della sonda. Per semplificare la manipolazione e ridurre le risorse necessarie ai calcoli della geometria, l'evaporatore è stato ridotto alla più piccola unità che mantenesse le caratteristiche dello scambiatore. Quindi da una geometria 200 mm x 200 mm si è passati a un elemento di 16 mm x 16 mm.

5.1.1 L'evaporatore

L'evaporatore di partenza è formato da due componenti: lo stoppino poroso e la struttura esterna.

Lo stoppino poroso è nella parte centrale dello scambiatore ed è formato da un corpo centrale con delle alette sulla superficie superiore. La sezione delle alette è di 1 mm x 1 mm, mentre lo spessore centrale è di 3 mm (ridotto dai 4 mm che inizialmente erano stati indicati dagli studi del JPL per contenere massa e ingombri).

La struttura esterna dell'evaporatore è di metallo pieno al 100% (al contrario dello stoppino poroso) ed è formata da due piastre piane, che insieme allo stoppino vanno a formare il serbatoio del liquido ed i canali del vapore. Le due superfici sono tenute insieme tramite

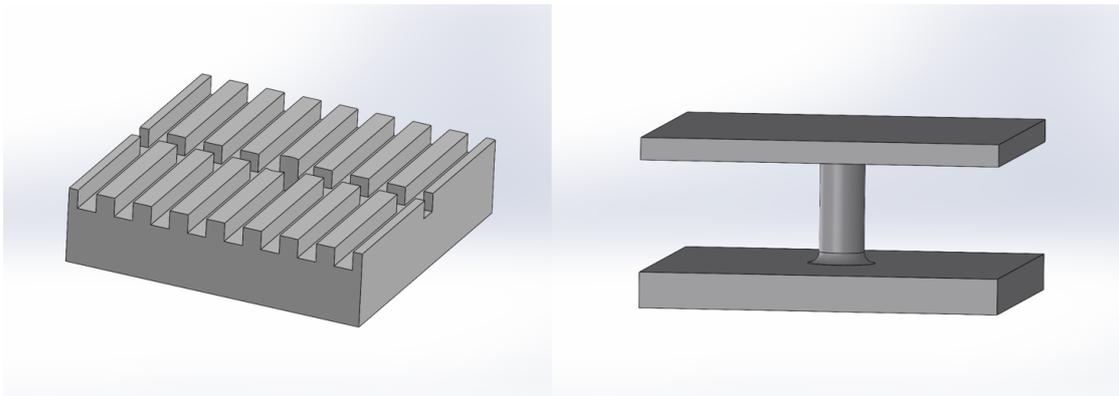


Figura 5.1: Stoppino poroso e struttura esterna dell'evaporatore iniziale ottenuta dal dott. Ossola

un pilastro, che ha funzione strettamente strutturale, di diametro 2 mm con raccordi di 0,5 mm. La piastra superiore, da cui arriva il flusso termico e che contiene il vapore, è di 1 mm di spessore, mentre la piastra inferiore, che contiene il liquido, è spessa 1,6 mm.

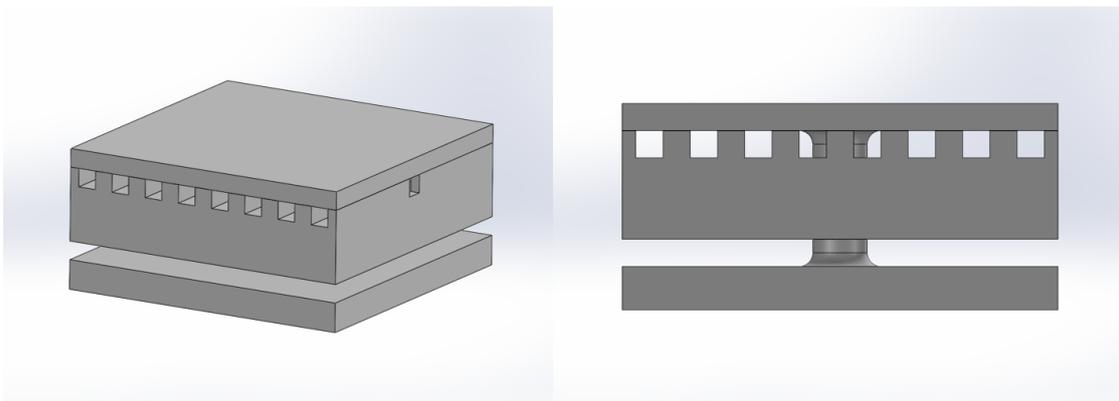


Figura 5.2: Assieme dell'evaporatore ottenuto dal dott. Ossola

5.1.2 Il guscio sferico

Il guscio esterno della sonda per Venere è stato studiato per ottenere una geometria particolare e ottenibile solo attraverso additive manufacturing. Poiché la sonda sferica deve resistere a pressioni enormi, nell'ordine di 92 MPa, per ottimizzare la geometria tramite dei rinforzi, ma senza aumentare troppo la massa, è stato deciso di utilizzare una geometria Isogrid. Questa geometria consiste nell'ottenere delle nervature superficiali, di spessore e altezza determinati, triangolari, che permettano di incrementare notevolmente la resistenza strutturale del componente. Questa geometria, utilizzata principalmente su superfici piane e cilindriche, è stata adattata per questa soluzione. Proprio mediante l'AM

è possibile produrre manufatti con geometrie così complesse e difficilmente realizzabili o, laddove fosse possibile, la loro produzione sarebbe estremamente complessa, costosa e senza garanzie di risultati soddisfacenti. Nonostante ciò, si deve comunque tener conto del fatto che l'AM è una tecnologia ancora in fase di studio e non ancora esente da problematiche di processo e con limiti (come tutte le altre tecnologie di manifattura sottrattiva). Le dimensioni del guscio sferico della sonda sono si possono osservare in tabella 5.1.

Tabella 5.1: Dimensioni del guscio sferico della sonda calcolate dal dott. Ossola¹

Raggio sfera (mm)	Spessore guscio (mm)	Altezza triangolo (mm)	Altezza nervatura (mm)	Spessore nervature (mm)	Massa (kg)
560	8,6	157	30	2,74	178

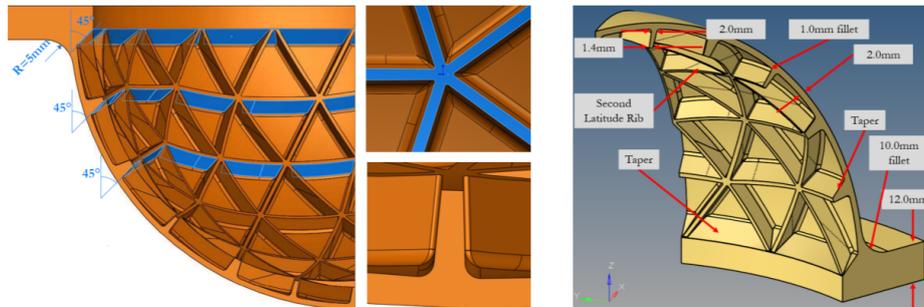


Figura 5.3: Guscio con geometria Isigid progettata dal dott. Ossola¹

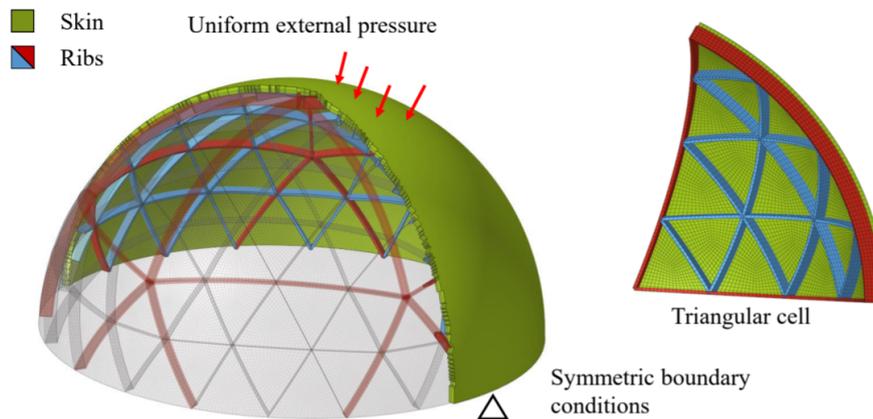


Figura 5.4: Modello FEM del guscio con geometria Isigid progettato dal dott. Ossola¹

5.2 Evaporatore base

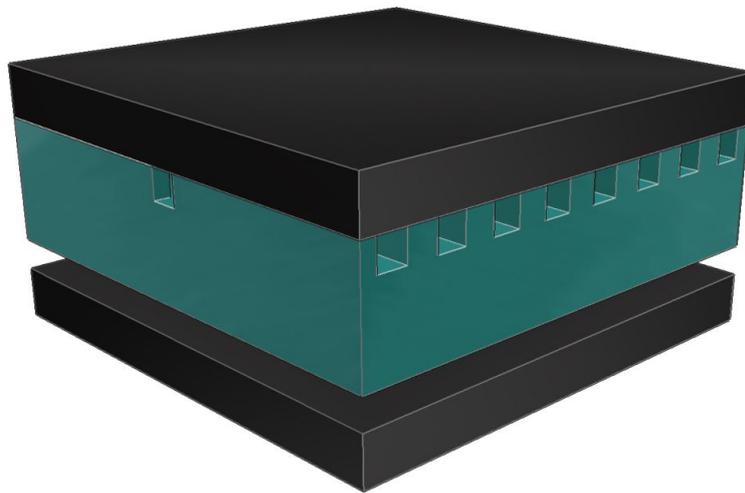


Figura 5.5: Rendering dell'evaporatore base

Come primo tentativo si è modellato tramite CAD una geometria che riprendesse in modo molto fedele quella originale. L'unica differenza che è stata applicata è stato l'aumento dello spessore della piastra superiore, che è passata da 1 mm a 1,6 mm. Lo spessore totale dell'evaporatore sarebbe quindi 8,2 mm in linea con lo spessore del guscio senza la presenza di nervature. Per quanto riguarda lo stoppino, la geometria è rimasta la stessa della versione iniziale. Come tutti gli altri design che verranno presentati successivamente, le dimensioni del modello sono 16 mm x 16 mm con un'altezza totale di 8,2 mm. Lo stoppino ha altezza di 4 mm di cui 3 mm di piastra porosa e 1 mm di alette; queste ultime hanno sezione sezione 1 mm x 1 mm.

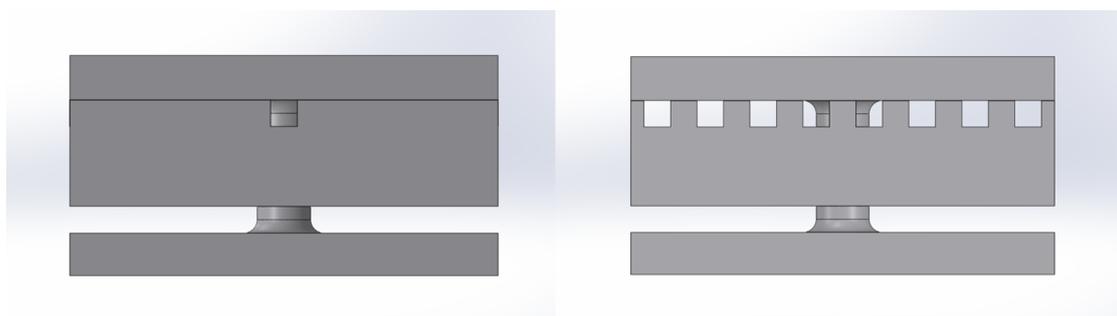


Figura 5.6: Altre viste dell'evaporatore base

5.3 Evaporatore ad archi

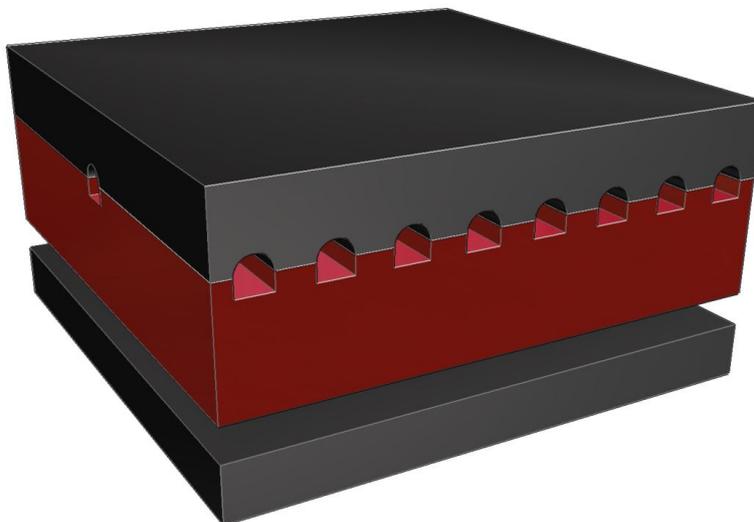


Figura 5.7: Rendering dell'evaporatore ad archi

Il secondo design di evaporatore che è stato sviluppato è un modello con la presenza di archi a tutto sesto. Questo tipo di evaporatore è molto simile all'evaporatore base: è provvisto anch'esso della piastra superiore con spessore 1,6 mm, ma ha una geometria differente per quanto riguarda sia lo stoppino poroso che la piastra superiore. Infatti come prima modifica sostanziale sono stati previsti dei raccordi che formano un arco tra stoppino poroso e piastra superiore. L'arco è stato pensato ispirandosi ai classici archi strutturali, che permettono di avere una struttura robusta ma leggera: in questo caso l'arco ha la funzione di evitare il più possibile la formazione di cricche che si potrebbero generare nell'area di contatto tra stoppino e piastra. La formazione di queste cricche, che si propagano dall'interno all'esterno della piastra (che ha funzione di guscio), sono da evitare e potrebbero portare a cedimenti e rotture e al conseguente fallimento della missione. Bisogna infatti considerare che in quell'area di contatto sono presenti le porosità dello stoppino che vanno a congiungersi al metallo pieno del guscio esterno: i pori potrebbero fungere da innesco per eventuali cricche: ne consegue che questa sia un'area da tenere sotto controllo. Oltre a questo motivo, l'arco permette una distribuzione più equilibrata e omogenea delle tensioni dovute alla pressione atmosferica agente sulla piastra.

Oltre all'arco a tutto sesto è stato progettato anche un evaporatore con arco a sesto acuto, che permette di utilizzare meno materiale, ottenendo un leggero alleggerimento e una diversa ripartizione delle tensioni. Sebbene questa potrebbe essere una valida opzione, si è preferito non svilupparla oltre, in quanto la presenza della punta dell'arco potrebbe essere anch'essa un possibile innesco per le cricche.

Una volta decisa la geometria, è stato necessario valutare come integrare gli archi all'interno dello stoppino poroso.

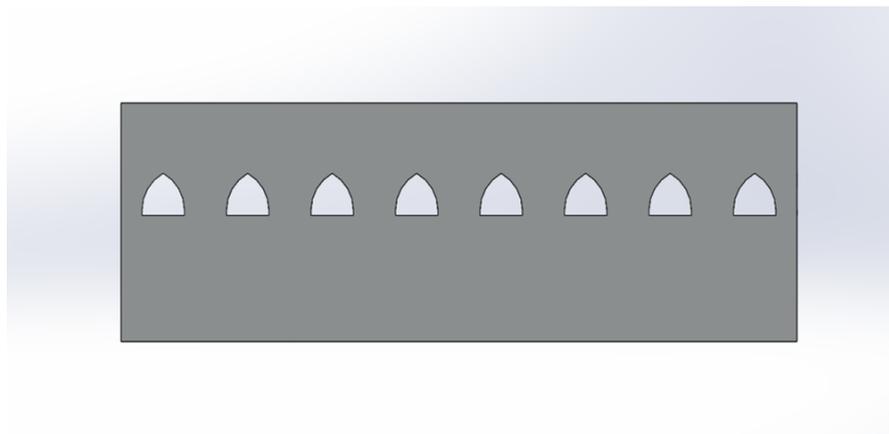


Figura 5.8: Prototipo evaporatore con arco a sesto acuto

Sono emerse varie possibilità che sono state indagate approfonditamente prima di prendere una decisione definitiva.

L'arco può essere integrato completamente all'interno dello stoppino poroso oppure può essere integrato completamente nella piastra superiore e in tutte le possibili configurazioni intermedie a queste due.

La scelta è stata guidata dalla letteratura analizzata e discussa in precedenza. È stato tenuto in particolare considerazione molto lo studio di Odagiri et al¹¹, in cui veniva posto l'accento sull'importanza della linea TPCL. La modifica allo scambiatore, quindi, doveva tenere in considerazione la presenza di questa linea, e se possibile, aumentarne la lunghezza o almeno mantenerla costante. Questo ha permesso di escludere l'opzione di completa integrazione dei raccordi nello stoppino, che avrebbe eliminato completamente le linee.

Si è quindi optato per una soluzione in cui i canali di vapore fossero a metà tra stoppino e piastra: tale soluzione intermedia avrebbe permesso di mantenere le linee TPCL costanti. Le alette, inoltre, risultano in parte porose e in parte piene al 100% e questa soluzione prevede un ispessimento della piastra del guscio superiore con delle simil-nervature che potrebbero anche aver rilevanza dal punto di vista strutturale. Infine bisognava decidere a quale altezza ci sarebbe stata l'unione tra stoppino e piastra. Sono stati disegnati due prototipi: uno con canale vapore ad arco diviso a metà tra parte porosa e parte full solid e l'altro con canale vapore diviso per 2/3 nello stoppino e 1/3 nella piastra.

La decisione è ricaduta sull'opzione 50% poroso e 50% solido per una questione di semplicità delle geometria.

Le dimensioni dell'evaporatore ad archi rimangono le stesse dell'evaporatore base per quanto riguarda gli ingombri, quindi 16 mm x 16 mm di superficie e 8,2 mm di altezza. Lo stoppino però ha un'altezza totale di 3,5 mm, contro i 4 mm precedenti (di cui rimangono costanti i 3 mm di base porosa). Le alette hanno un'altezza dimezzata e quindi di 0,5 mm con un'area di 0,5 mm x 1 mm.

Anche la piastra superiore ha uno spessore diverso: in particolare non è più una piastra piana, ma ha le arcate fuse sulla superficie come se fossero delle piccole nervature.

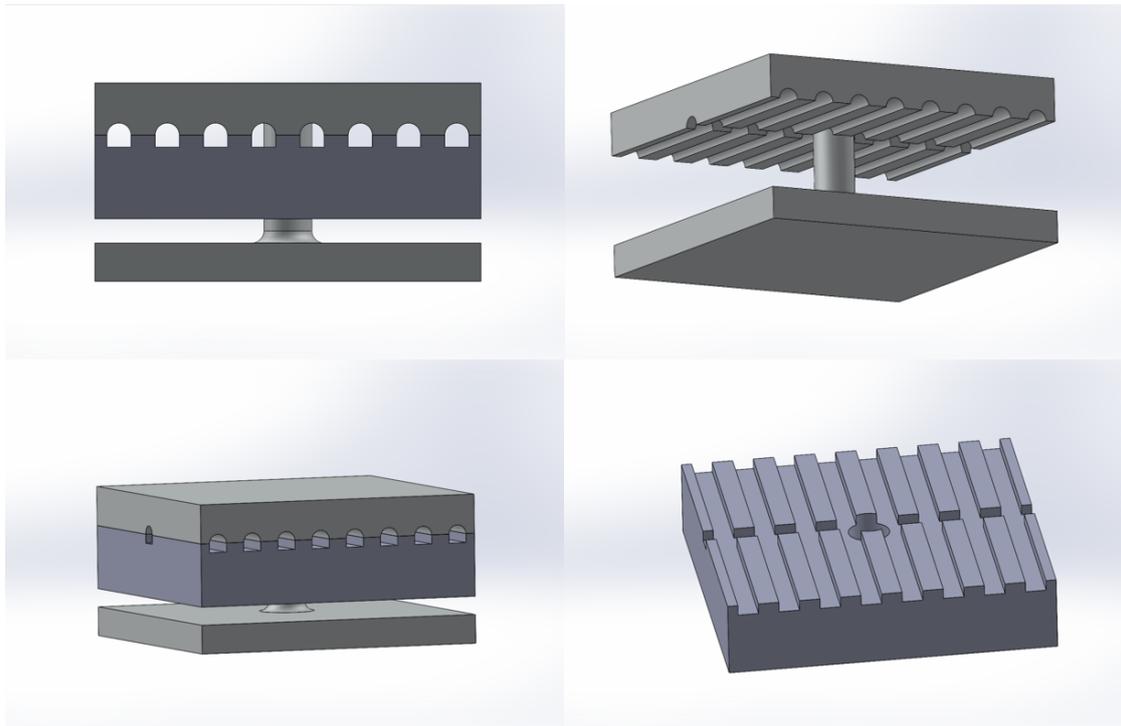


Figura 5.9: Modello di evaporatore con archi, stoppino poroso e struttura, nel caso di divisione della geometria 50/50

5.4 Evaporatore ad archi a struttura integrata



Figura 5.10: Rendering dell'evaporatore con archi a struttura integrata

La terza soluzione che è stata elaborata parte dal ragionamento precedente e lo sviluppa approfondendo l'aspetto dell'integrazione tra stoppino e struttura. In questo caso, oltre alla modifica degli elementi ad arco, per necessità strutturali si è fatto un ulteriore step. Si è deciso di sfruttare il potenziale dell'additive manufacturing, andando ad integrare le diverse geometrie e i diversi gradi di porosità dell'oggetto. L'AM può permetterci di ottenere geometrie impossibili da produrre con altre tecnologie. La problematica maggiore è quella di distaccarsi dall'approccio classico alla progettazione, uscendo dagli schemi standard, per inventarsi delle geometrie nuove e interconnesse, andando a modificare e a giocare con le proprietà dei materiali.

Si è pensato a una geometria che andasse a risolvere alcune problematiche che possono sorgere in fase di costruzione dell'evaporatore e che ne migliorasse le caratteristiche durante il funzionamento. Durante la produzione, alla fine del processo di stampa, è necessario eliminare la polvere metallica in eccesso presente nel componente, laddove non sia stata fusa. Andando a considerare che il guscio verrà prodotto con una geometria semi-sferica, è necessario che i canali e le geometrie interne ad essi siano semplici e con il minor numero di ostacoli per poter far uscire la polvere metallica in modo efficace. Anche per quanto riguarda il funzionamento, il gas all'interno dei canali vapore defluirà in modo più efficace, se i canali hanno una geometria semplice e sono tutti liberi.

Per queste motivazioni si è cercato un modo di eliminare il pilastro centrale che ostruiva i canali che passano per la mezzeria dell'evaporatore. La geometria risultante è una geometria integrata in cui il pilastro portante è stato eliminato e al suo posto sono stati modellati quattro pilastri a base rettangolare di spessore 1 mm che vanno a integrarsi e fondersi nello stoppino poroso. Questi pilastri fanno parte della struttura a piastre, come nel caso del pilastro singolo, ma hanno la stessa forma e posizione delle alette dello stoppino poroso. Quindi non vanno a ostruire i canali vapore, che rimangono interconnessi e liberi sia per il passaggio della polvere che del gas. Oltre a questi vantaggi la geometria

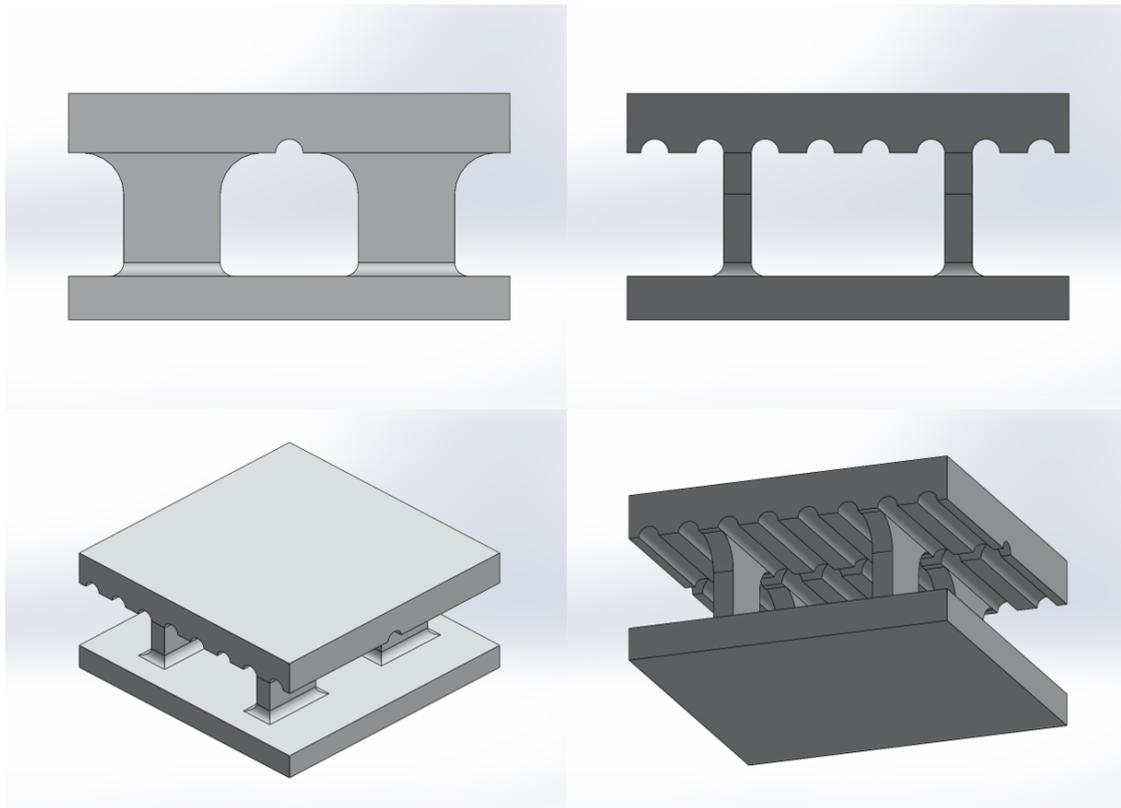


Figura 5.11: Struttura dell'evaporatore

dello scambiatore permette anche di aumentare il numero dei montanti presenti all'interno dello stesso e quindi migliorarne le caratteristiche strutturali.

In questo caso si è optato di utilizzare quattro montanti di larghezza 3,5 mm e spessore 1 mm, posizionati in modo simmetrico. Questa è solo una delle infinite ipotesi: è possibile andare a modificare la larghezza e la posizione in base alle necessità di ottimizzazione. Si è comunque mantenuta l'impostazione ad arco e le dimensioni dell'elemento base sono rimaste costanti e coerenti con quello che è stato fatto in precedenza.

Successivamente sono stati inseriti dei raccordi per ridurre gli stress alla base dei pilastri rettangolari.

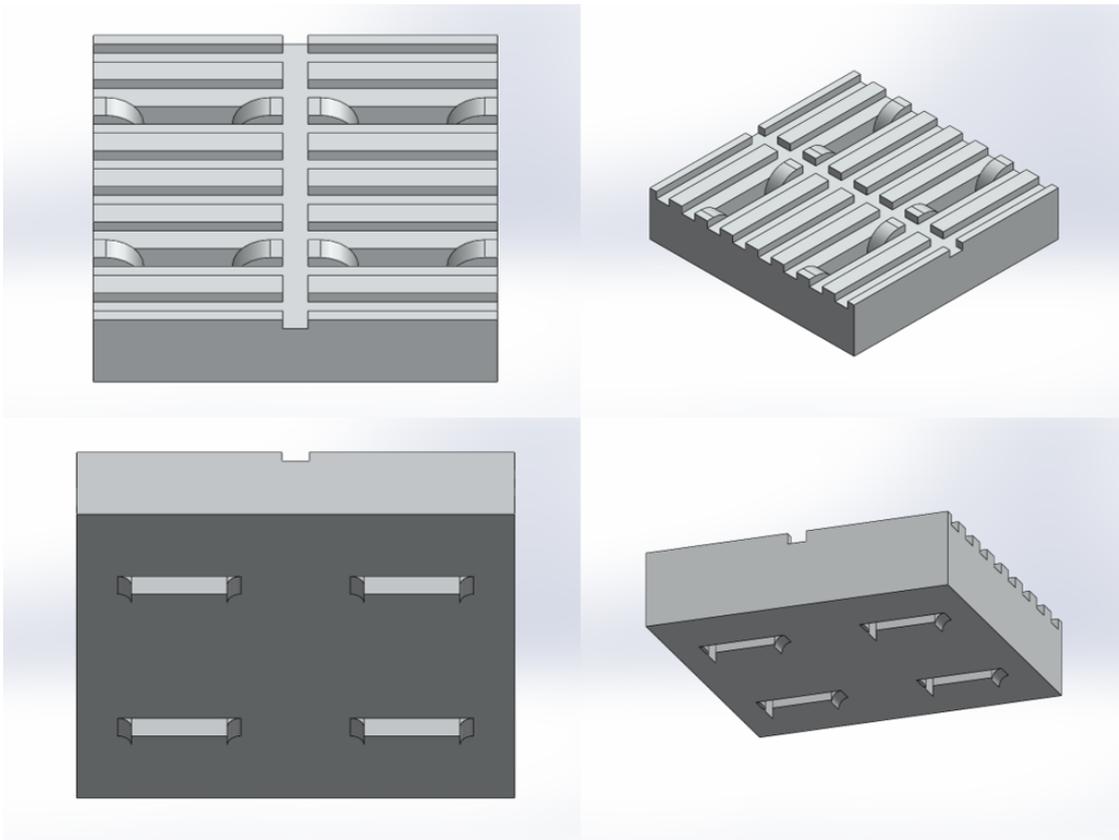


Figura 5.12: Stoppino dell'evaporatore ad archi con struttura integrata: si nota come le linee vapore siano completamente libere di ostacoli

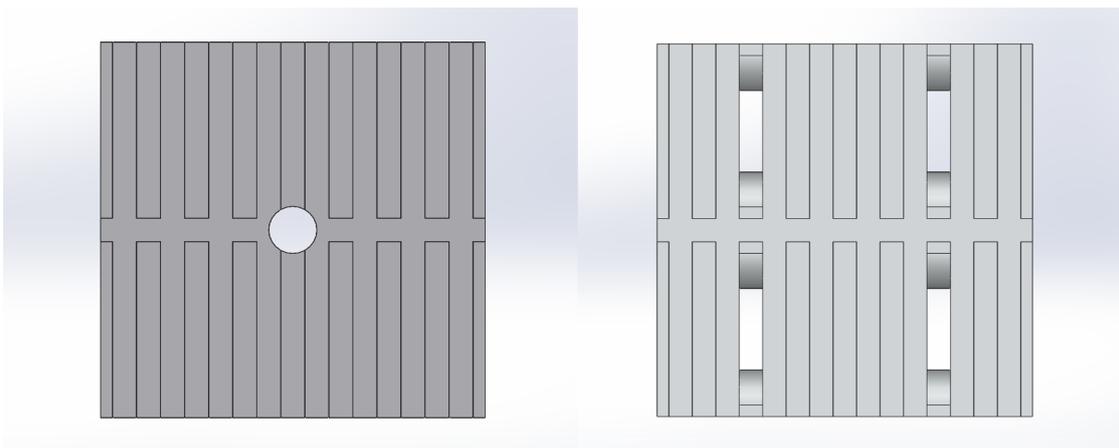


Figura 5.13: Confronto degli stoppini porosi: a sinistra lo stoppino dell'evaporatore iniziale, a destra lo stoppino dell'evaporatore ad archi con struttura integrata

5.5 Evaporatore a cilindri

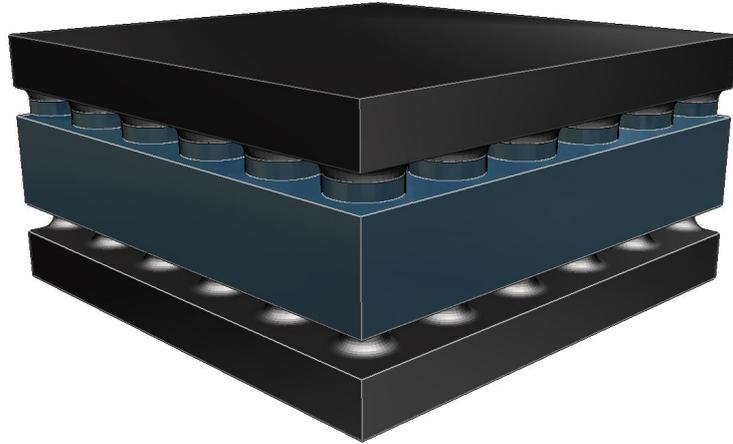


Figura 5.14: Rendering dell'evaporatore a cilindri

L'ultimo design dello scambiatore che è stato modellato è questa volta completamente differente dalle tipologie viste in precedenza. Si è cercato di distaccarsi completamente dalla forma ad alette per provare a creare qualcosa che potesse avere caratteristiche coerenti, ma andando a privilegiarne di più la parte strutturale.

5.5.1 Geometria in 2D dell'evaporatore a cilindri

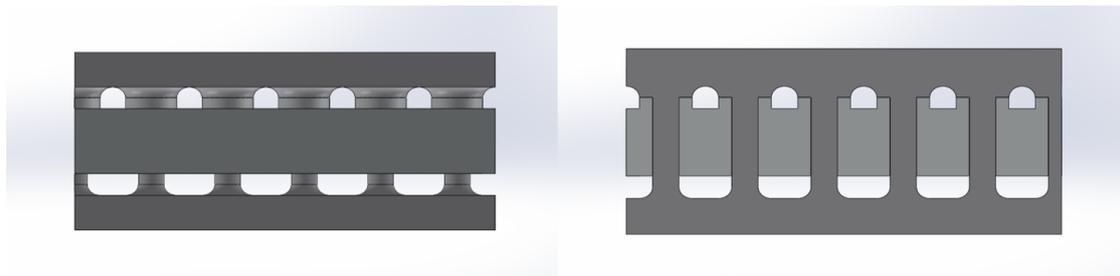


Figura 5.15: Evaporatore a cilindri: a sinistra in vista frontale, a destra in vista frontale in sezione

L'idea iniziale è stata quella di cercare una geometria che potesse permettere di aumentare la lunghezza della linea TCPL e di conseguenza migliorare le prestazioni dell'evaporatore.

Il ragionamento quindi è partito dalla linea e quindi realizzato in due dimensioni. Ipotizzando di prendere un'aletta con base 1 mm x 10 mm si ottiene una lunghezza del perimetro

di 22 mm (che sarebbe anche la lunghezza della linea TPCL). Se poi volessimo disegnare una linea data da circonferenze di diametro 1 mm di lunghezza $l=10$ mm, servirebbero 10 circonferenze e il perimetro totale sarebbe:

$$2\pi rn = \pi(1)(10) = 10\pi \simeq 31mm \quad (5.1)$$

Tuttavia avere delle circonferenze tangenti non è ideale, in particolare per la difficoltà nell'eliminare la povere metallica in eccesso. Bisogna quindi allontanare le circonferenze il più possibile, in modo da diminuire il perimetro totale, ma mantenendolo comunque maggiore rispetto al caso del perimetro rettangolare. Per fare questo poniamo il perimetro limite di 22 mm pari alla somma dei perimetri delle circonferenze.

$$2n\pi 0,5n = 22mm \quad (5.2)$$

$$n = \frac{22}{\pi} \simeq 7 \quad (5.3)$$

Il numero minimo di circonferenze da utilizzare è quindi 7: sotto questo numero non conviene utilizzare le circonferenze per aumentare la linea TPCL. Si così anche la distanza massima tra le circonferenze, calcolata nell'eq. 5.4.

$$S = \frac{l - n}{n - 1} = 0,5mm \quad (5.4)$$

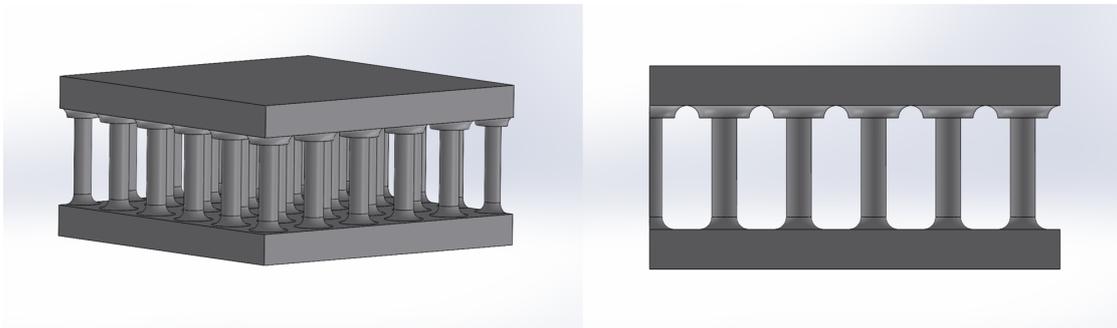


Figura 5.16: Struttura interna dell'evaporatore a cilindri

La fila di circonferenze può essere accostata ad altre file, mantenendo la distanza appena calcolata in modo da ottenere una geometria uniforme.

La geometria appena discussa, però, è al momento troppo estrema per le tecnologie attuali. La L-PBF permette una risoluzione di poco meno di 1 mm, ma, dovendo integrare sia materiale poroso che solido al 100% nella geometria, 1 mm non è sufficiente. Le dimensioni sono quindi state aumentate in modo da ottenere circonferenze di 2 mm di diametro con spaziature di 1 mm. Il perimetro ottenuto con questi numeri non è confrontabile con quello delle alette di spessore 1 mm e spaziate di 1 mm, ma è confrontabile con alette di 2 mm spaziate di 1 mm.

Questo compromesso può portare ad una riduzione di efficienza termica dello scambiatore,

ma anche ad un aumento significativo della resistenza strutturale, di cui tratteremo in seguito.

5.5.2 Descrizione dell'evaporatore a cilindri

La geometria appena trattata deve poi essere sviluppata in tutte e tre le dimensioni per ottenere il design finale. Le circonferenze sono quindi dei cilindri, se si considerano le tre dimensioni. Anche in questo caso, come quello dell'evaporatore ad archi integrato, si è spinto molto sull'integrazione tra stoppino poroso e struttura.

Le colonne ottenute devono far parte sia dello stoppino che della struttura, unendo i gusci superiore e inferiore. Per far ciò è stata modellata la struttura, usando le stesse dimensioni delle piastre esterne utilizzate per gli scambiatori precedenti (1,6 mm di spessore), unite da pilastri strutturali di diametro di 1 mm.

Lo stoppino ha un'altezza sempre di 3 mm, con colonne alte 0,5 mm e diametro 2 mm, con uno spazio cavo di 1 mm di diametro al centro. Le colonne sono formate quindi da un'integrazione tra i due componenti: un'anima di 1 mm di diametro di metallo al 100%, che conferisce una maggior resistenza strutturale, e un esterno poroso, che permette al liquido di salire per capillarità. Sulla piastra superiore le colonne strutturali hanno un salto nella dimensione del diametro: esso passa da 1 mm a 2 mm. Questo è stato pensato per mantenere la presenza della Linea TPCL che altrimenti si sarebbe persa con i raccordi. Sono infine stati utilizzati dei raccordi da 0,5 mm.

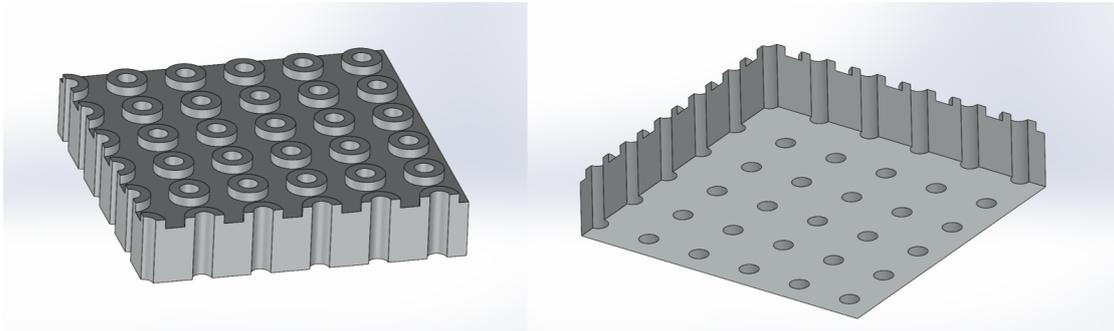


Figura 5.17: Stoppino poroso dell'evaporatore a cilindri

Questi quattro differenti design di evaporatore sono stati successivamente confrontati per valutare quale di essi potesse essere più adatto allo scopo.

Capitolo 6

Analisi della massa

I componenti, di una sonda quali struttura, impianto elettrico e impianto termico, devono essere ottimizzati il più possibile in termini di massa per poter massimizzare il carico utile disponibile per strumentazioni e sensori per la missione.

Il primo confronto che è stato effettuato su queste geometrie è stato quello relativo alla masse dei singoli evaporatori. La massa, per un componente adibito ad utilizzo spaziale, è certamente una delle principali caratteristiche da valutare. L'evaporatore deve avere una massa il più ridotta possibile e l'ottimizzazione in questo caso è fondamentale. La massa dei componenti è stata calcolata per due materiali differenti: AlSi10Mg e Ti-6Al-4V.

6.1 Materiali

Sono stati selezionati due papabili materiali da utilizzare per l'evaporatore: una lega di alluminio (AlSi10Mg) e una lega di titanio (Ti-6Al-4V). Entrambe le leghe sono molto adatte all'utilizzo in AM, attualmente sono ampiamente impiegate e il loro comportamento è ben documentato in letteratura.

AlSi10Mg

L'AlSi10Mg è stata selezionata perché utilizzata in diversi studi del JPL e nello studio del dott. Ossola¹ per lo scambiatore: le ottime proprietà termiche della lega permettono di ottimizzare lo scambio termico, e sono ideali per questo genere di applicazioni

Ti-6Al-4V

La lega Ti-6Al-4V dal punto di vista delle proprietà termiche è meno adatta alle applicazioni in scambiatori di calore, ma è molto indicata per impieghi strutturali. A tal proposito la lega è stata scelta nello studio del dott. Ossola¹ e impiegata nella costruzione del guscio esterno della sonda.

Poiché allo stato dell'arte della tecnologia di AM, in particolare di L-PBF, non è possibile produrre componenti con due leghe differenti, per ottenere una integrazione delle due si deve scegliere una lega da utilizzare. È quindi necessario effettuare un trade off sulle caratteristiche termiche e strutturali dei materiali (senza però dimenticare le differenti densità) e utilizzare la lega che permetta di massimizzare le prestazioni. Si è quindi provveduto a effettuare un confronto in termini di massa tra i diversi design dell'evaporatore, utilizzando le due diverse leghe discusse. Per ottenere un confronto il più possibile realistico per lo stoppino, sono stati utilizzati i valori di densità delle leghe in condizione di porosità stabilita e per la struttura si sono utilizzati valori per densità 100%.

Tabella 6.1: Densità delle leghe AlSi10Mg e Ti-6Al-4v, solido 100% e poroso

Materiali	Densità (kg/m^3)
AlSi10Mg	2670
AlSi10Mg Poroso	2029
Ti-6Al-4V	4405
Ti-6Al-4V Poroso	3347

6.2 Calcolo della massa

Per calcolare la massa di ogni tipologia di scambiatore sono stati eseguiti i seguenti step.

Si è ricavato il volume dello stoppino e della struttura per ognuno dei quattro tipi di evaporatore. Si è proceduto a ricavare la massa dei vari componenti moltiplicando il volume per la densità del materiale. Il volume dello stoppino è stato moltiplicato per la densità del materiale poroso, mentre il volume della struttura è stato moltiplicato per la densità del materiale solido al 100%. Il calcolo è stato eseguito per entrambe le leghe. Ottenuta la massa dei diversi modelli e conoscendo la superficie, è stata calcolata la massa per unità di superficie (g/mm^2).

A questo punto è stato possibile confrontare i diversi prototipi dello scambiatore. Un ulteriore step è stato infine fatto per avere un'idea più chiara e tangibile delle grandezze di cui si sta trattando e quindi si è calcolata l'area del guscio della sonda e la si è moltiplicata per il valore ottenuto di massa per unità di superficie ottenuto. In questo modo si è stato possibile avere un'idea concreta delle grandezze reali.

6.3 Conclusioni sull'analisi della massa

Come si può osservare in tabella 6.2 e 6.3, l'evaporatore di base ha la massa minore. Gli altri evaporatori hanno massa superiore che varia, rispetto all'evaporatore base, dall'1,83% dell'evaporatore ad archi al 3,09% dell'evaporatore ad archi con struttura integrata, mentre l'evaporatore a cilindri si colloca a metà tra i due, al 2,40%. Le percentuali a prima vista sembrano essere poco significative perché, sono al massimo al di sopra del 3%, però

Tabella 6.2: Confronto delle masse dei diversi design di evaporatore in lega AlSi10Mg, W indica lo stoppino (wick), S indica la struttura

Evaporatore	Base		Ad archi		Integrato		A cilindri	
Componente	W	S	W	S	W	S	W	S
Densità (kg/m^3)	2029	2670	2029	2670	2029	2670	2029	2670
Volume (mm^3)	877	853	818	926	775	978	781	1062
Massa (g)	1,78	2,28	1,66	2,47	1,57	2,61	1,58	2,84
Massa tot. (g)	4,06		4,13		4,19		4,42	
Massa su sup. (g/mm^2)	0,0159		0,0161		0,0163		0,0162	
Area sfera (mm^2)	3940813							
Massa sfera (g)	62496		63640		64426		63995	
Massa sfera (kg)	62,49		63,64		64,43		63,99	
Differenza massa (kg)	-		1,14		1,93		1,50	
Differenza massa %	-		1,83%		3,09%		2,40%	

Tabella 6.3: Confronto delle masse dei diversi design di evaporatore in lega Ti-6Al-4V, W indica lo stoppino (wick), S indica la struttura

Evaporatore	Base		Ad archi		Integrato		A cilindri	
Componente	W	S	W	S	W	S	W	S
Densità (kg/m^3)	3347	4405	3347	4405	3347	4405	3347	4405
Volume (mm^3)	877	853	818	926	775	978	781	1062
Massa (g)	2,94	3,76	2,74	4,08	2,60	4,31	2,61	4,68
Massa tot. (g)	6,70		6,82		6,90		7,29	
Massa su sup. (g/mm^2)	0,0262		0,0266		0,0269		0,0268	
Area sfera (mm^2)	3940813							
Massa sfera (g)	103101		104988		106284		105575	
Massa sfera (kg)	103,10		104,99		106,28		105,58	
Differenza massa (kg)	-		1,89		3,18		2,47	
Differenza massa %	-		1,83%		3,09%		2,40%	

rispetto a tutta la massa della sonda le differenze vanno da poco più di 1 kg a poco più di 3 kg, in base alla geometria e al materiale.

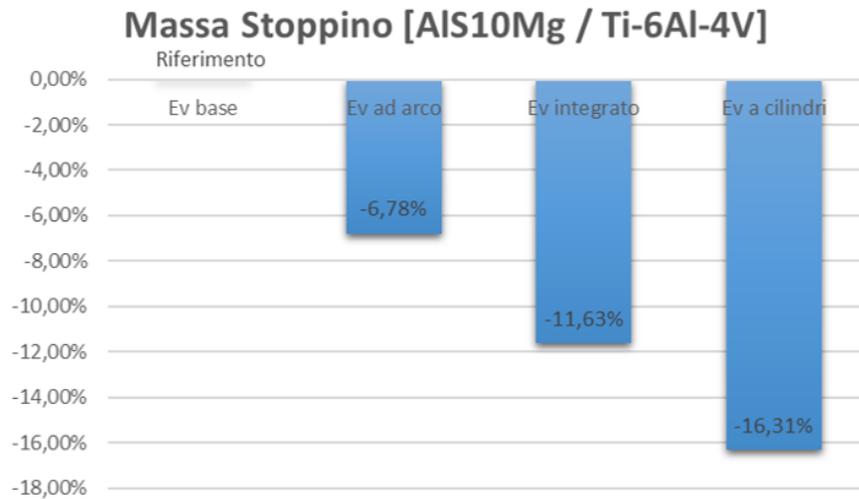


Figura 6.1: Confronto della massa dello stoppino

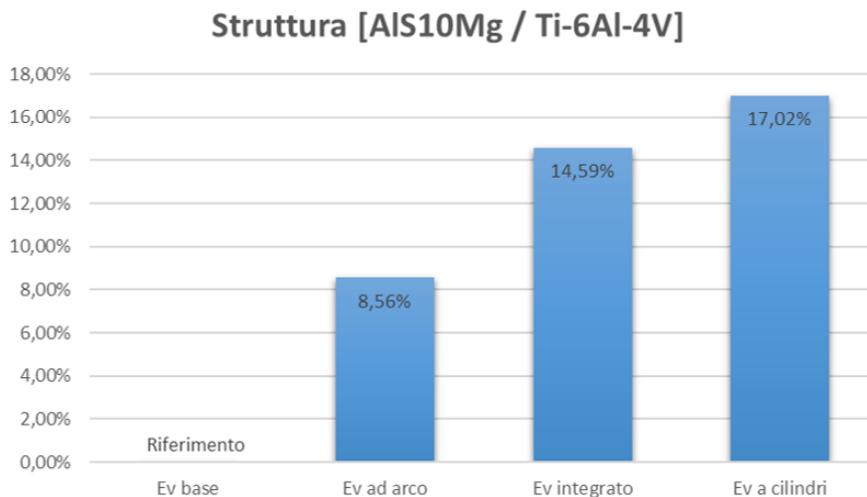


Figura 6.2: Confronto della massa della struttura

Nelle figure 6.1 6.2 sono state confrontate le masse dello stoppino e quella della struttura. La massa dello stoppino si riduce in modo abbastanza marcato rispetto a quello dell'evaporatore base di riferimento. Questa minor massa dell'evaporatore viene però pienamente compensata dalla massa della struttura. Quindi si può dire che la massa dello stoppino viene spostata nell'evaporatore: questo potrebbe diminuire le caratteristiche di scambio termico in favore di una maggior rigidità strutturale.

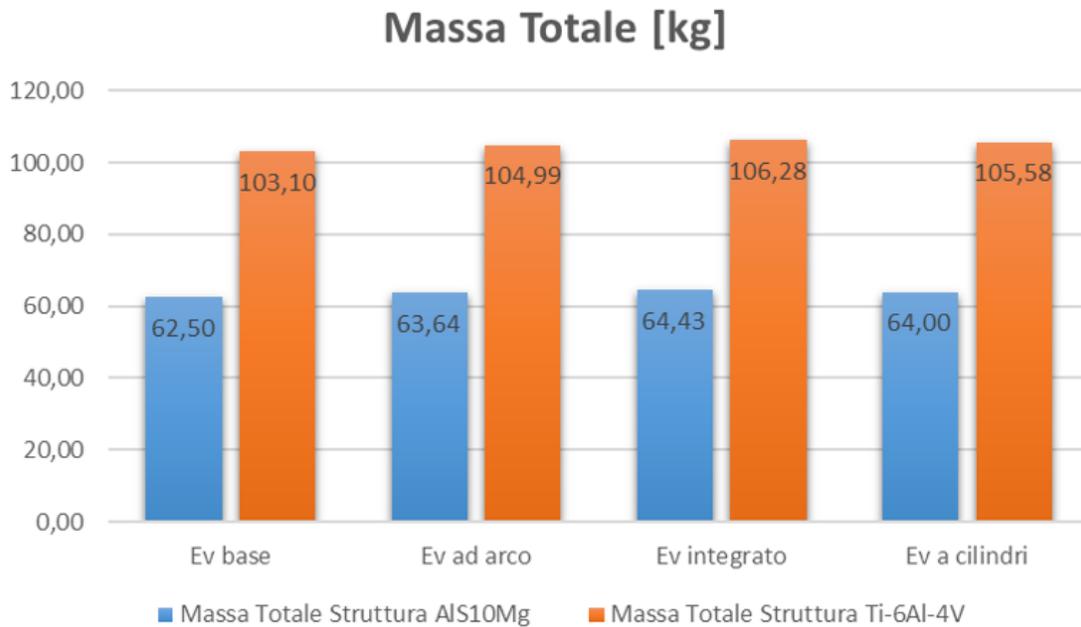


Figura 6.3: Confronto della massa degli evaporatori: lega di alluminio e lega di titanio

Nel grafico di figura 6.3 vengono confrontate le masse di tutti gli scambiatori nelle due leghe scelte. La massa delle lega di titanio è di circa il 45% superiore a quella dell'alluminio, che è certamente un differenza notevole, mentre la differenza tra i vari design, vista in questa prospettiva, è abbastanza risicata.

Sicuramente queste differenze possono incidere in modo significativo sulla scelta finale del design da utilizzare, poiché, anche se la differenza percentuale è bassa, si parla di un componente che è di utilizzo in ambito aerospaziale ed ogni kilogrammo in eccesso rappresenta una diminuzione del carico utile e di conseguenza un costo rilevante.

Capitolo 7

Analisi fluidodinamica

In questo capitolo si intendono confrontare, dal punto di vista del comportamento fluidodinamico, i quattro design dell'evaporatore ottenuti. Questa analisi è solamente una prova preliminare e assolutamente non definitiva: in futuro sarà necessario investigarla ulteriormente con maggior profondità di dettaglio. Lo scopo di questo confronto, quindi, è verificare se le grandezze in gioco nei diversi sistemi modellati possono essere comparabili in termini di prestazioni.

L'analisi CFD è stata effettuata mediante software Ansys WorkBench con pacchetto Fluid Flow (Fluent) e utilizzando i dati dell'ammoniaca provenienti dal database REFPROP.

7.1 Ipotesi iniziali

7.1.1 Condizioni del fluido

L'analisi prende in considerazione il funzionamento degli evaporatori con l'ammoniaca (NH_3), fluido scelto dallo studio trattato in precedenza del 2018 di Cappucci et al⁶. Poiché lo studio vuole valutare solo il comportamento del fluido all'interno degli scambiatori, per semplicità si è fatta la scelta di non considerare lo scambio termico e comunque la trasmissione del calore in generale all'interno di essi.

Come prima ipotesi semplificativa si è considerato che il fluido si trovi ad una temperatura di 298 K (25 °C) e in condizioni di saturazione. Queste condizioni sono le medesime sia per quanto riguarda l'ammoniaca liquida nel serbatoio dell'evaporatore, sia per quanto riguarda il vapore di ammoniaca nei canali di vapore. I valori dell'ammoniaca sono stati acquisiti dal database REFPROP V. 9.0.

Nella tabella 7.1 si possono osservare i dati dell'ammoniaca ottenuti e utilizzati in questa analisi alle condizioni indicate.

7.1.2 Portata massica

La seconda ipotesi semplificativa riguarda la portata massica del fluido all'interno dell'evaporatore. Per avere un dato approssimativo ma realistico della portata del fluido che viene utilizzato si è pensato di utilizzare i dati riscontrati nello studio di Daimaru

Tabella 7.1: tabella di saturazione ottenuta dal database REFPROP

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Liquid Density (kg/m ³)	Vapor Density (kg/m ³)	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)	Liquid Viscosity (μPa-s)	Vapor Viscosity (μPa-s)
1	289,00	0,74932	616,26	5,8842	417,26	1620,2	1,7335	5,8959	144,18	9,5459
2	290,00	0,77436	614,81	6,0737	421,99	1621,0	1,7497	5,8841	142,74	9,5771
3	291,00	0,80005	613,35	6,2680	426,73	1621,7	1,7658	5,8724	141,31	9,6085
4	292,00	0,82638	611,89	6,4672	431,47	1622,5	1,7820	5,8608	139,91	9,6399
5	293,00	0,85337	610,42	6,6714	436,22	1623,2	1,7981	5,8492	138,53	9,6714
6	294,00	0,88103	608,95	6,8808	440,98	1623,9	1,8141	5,8377	137,16	9,7029
7	295,00	0,90938	607,47	7,0954	445,75	1624,6	1,8301	5,8262	135,82	9,7346
8	296,00	0,93841	605,98	7,3154	450,53	1625,2	1,8461	5,8148	134,49	9,7662
9	297,00	0,96815	604,49	7,5408	455,31	1625,9	1,8621	5,8034	133,17	9,7980
10	298,00	0,99861	602,99	7,7717	460,10	1626,5	1,8781	5,7921	131,88	9,8298
11	299,00	1,0298	601,48	8,0083	464,90	1627,1	1,8940	5,7809	130,60	9,8618
12	300,00	1,0617	599,97	8,2507	469,71	1627,7	1,9098	5,7697	129,33	9,8938
13	301,00	1,0944	598,45	8,4990	474,53	1628,2	1,9257	5,7585	128,08	9,9259
14	302,00	1,1278	596,93	8,7533	479,35	1628,7	1,9415	5,7474	126,85	9,9581
15	303,00	1,1620	595,40	9,0137	484,19	1629,2	1,9573	5,7364	125,63	9,9904
16	304,00	1,1970	593,86	9,2804	489,03	1629,7	1,9731	5,7254	124,43	10,023
17	305,00	1,2328	592,32	9,5534	493,88	1630,2	1,9888	5,7144	123,24	10,055
18	306,00	1,2693	590,76	9,8330	498,74	1630,6	2,0045	5,7035	122,06	10,088
19	307,00	1,3067	589,20	10,119	503,61	1631,0	2,0202	5,6926	120,90	10,121
20	308,00	1,3450	587,64	10,412	508,49	1631,4	2,0358	5,6818	119,75	10,154

et al¹², che sono stati discussi in precedenza. Nello studio sono state effettuate diverse prove mediante un modello matematico realizzato appositamente: emerge che la portata massica di 0,003 kg/s è quella con un range operativo più ampio e quindi si rivela la più interessante tra quelle testate. Si è quindi scelto di utilizzare come portata di riferimento quella con il valore di 0,003 kg/s, ma successivamente è stata effettuata l'analisi con tutte e tre le portate per verificare l'andamento dei valore ottenuti al variare della portata. Questo valore, però, fa riferimento ad un evaporatore completo di dimensioni 213 mm x 197 mm, mentre i design che verranno analizzati sono solo degli elementi base che costituiscono un evaporatore.

Il valore di portata deve quindi essere proporzionale alle dimensioni degli elementi e dunque l'effettivo valore di portata equivalente (Q_e) è stato calcolato come segue:

$$\text{Portata Equivalente} = \frac{\text{Portata di riferimento}}{\text{Area scambiatore di riferimento}} \cdot \text{Area cella base} \quad (7.1)$$

Questa proporzione è stata utilizzata per tutti i tipi di scambiatore analizzati, e sia nel caso vapore che nel caso liquido. La portata di riferimento da cui si sono calcolate le portate effettive è la medesima sia nel caso vapore che in quello liquido: questa sicuramente non è la migliore delle approssimazioni, ma dato che i dati reali dello scambiatore sono difficili da ottenere è stata una scelta obbligata.

Per effettuare queste simulazioni si è quindi caricato il modello, precedentemente progettato su Solidworks, sul software Ansys WorkBench, utilizzando il pacchetto Fluid Flow (Fluent). Per poter effettuare questo genere di calcolo è necessario poi ricavare il negativo della geometria importata: lo studio, infatti, riguarda il comportamento del fluido nei canali vapore, ossia dove non è presente materiale strutturale.

7.1.3 La mesh

La geometria del "negativo" è stata utilizzata per ottenere una mesh da utilizzare nel software di calcolo mediante la funzione *"automatic method control"*, che crea una mesh ad elementi tetraedrici (TET); questa scelta è stata fatta poiché l'elemento ha una buona adattabilità alla geometria dei canali vapore e permette di dare buoni risultati senza complicare troppo la mesh e appesantire il calcolo. In alcune aree dell'elemento è stato utilizzato il comando *"inflation"* per rendere più fine la mesh nelle zone in cui si è reso necessario. La dimensione minima scelta per gli elementi tetraedrici è di 0,01 mm; anche questa scelta è stata dettata da un trade off tra accuratezza dei risultati e spesa delle risorse computazionali.

7.1.4 Direzione dei flussi

Un'altra importante valutazione è stata fatta per quanto riguarda la direzione del flusso. Secondo il funzionamento dell'evaporatore la fase liquida deve risalire per capillarità attraverso lo stoppino poroso e poi evaporare assorbendo il calore della piastra di riscaldamento, dopodiché il vapore percorre i canali di vapore tra le alette per poi uscire dall'evaporatore ed entrare nel condensatore. La simulazione di questo percorso del fluido è particolarmente complessa e di difficile attuazione. Dato che l'analisi che si vuole eseguire è una semplificazione e ha lo scopo esclusivo di comparazione dei diversi tipi di evaporatore, si è stabilito che l'unico flusso da prendere in considerazione dovesse essere l'ingresso e l'uscita del fluido dai canali, tralasciando i flussi attraverso lo stoppino poroso, che sono stati presi in considerazione solo un'unica volta nel caso dell'evaporatore base. Per l'analisi sono stati inseriti i valori di input della velocità in ingresso, calcolata come segue, e i valori di output di pressione, a cui per semplicità è stato dato il valore di 101325 Pa.

7.1.5 Velocità del flusso

Per quanto riguarda la velocità del flusso, essa è stata calcolata partendo dalla portata effettiva determinata tramite l'equazione 7.1.

Utilizzando l'area della sezione di ingresso del canale vapore (A), il numero dei canali di vapore N_c e la densità dal vapore saturo di ammoniaca ρ è stata ottenuta la velocità.

$$v = \frac{Q_e}{AN_c\rho} \quad (7.2)$$

Mediante il perimetro (p) e l'area (A) dei canali è stato calcolato il diametro idraulico.

$$D_h = \frac{4A}{p} \quad (7.3)$$

Infine il numero di Reynolds (R_e) dell'evaporatore è stato stimato, per ogni portata, tramite la velocità di ingresso del fluido, la densità (ρ), la viscosità (μ) e il diametro idraulico D_h .

$$R_e = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (7.4)$$

Con il numero di Reynolds è poi stato possibile stabilire in quale condizione di flusso si trovasse il fluido, se a regime laminare, di transizione o turbolento e di conseguenza, determinare quale modello utilizzare in fase di calcolo.

7.2 Analisi CFD del vapore nell'evaporatore base

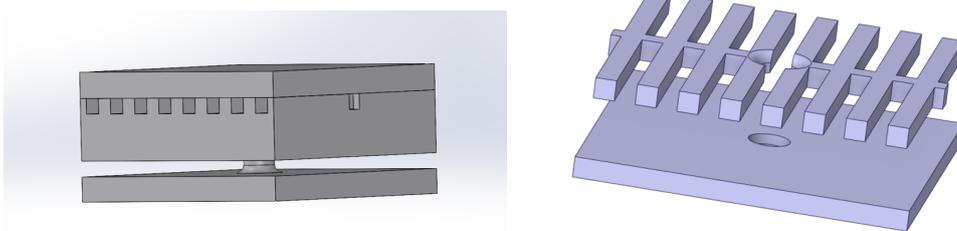


Figura 7.1: Evaporatore iniziale e suo negativo sia della zona vapore che della zona liquido

La prima analisi è stata effettuata sulla geometria sviluppata dal dott. Ossola, in modo da avere dei dati preliminari di base da poter usare come metro di paragone con le future analisi.

La prima simulazione riguarda la zona dove è presente il vapore saturo; la seconda la zona del serbatoio di liquido saturo.

7.2.1 Analisi dei canali del vapore

Dalla figura 7.1 è possibile capire in modo molto semplice quale sia la struttura dei canali dell'evaporatore. La zona vapore viene divisa in due aree dalla presenza del pilastro centrale, i due volumi non sono comunicanti e il vapore non passa da una zona all'altra. I canali effettivi dell'evaporatore sono otto, suddivisi in quattro per area, mentre il condotto centrale non è stato incluso. Questa scelta è stata fatta immaginando di affiancare un volume identico e proseguendo il condotto: si nota che è chiuso, a tutti gli effetti, da entrambi i lati dai pilastri centrali.

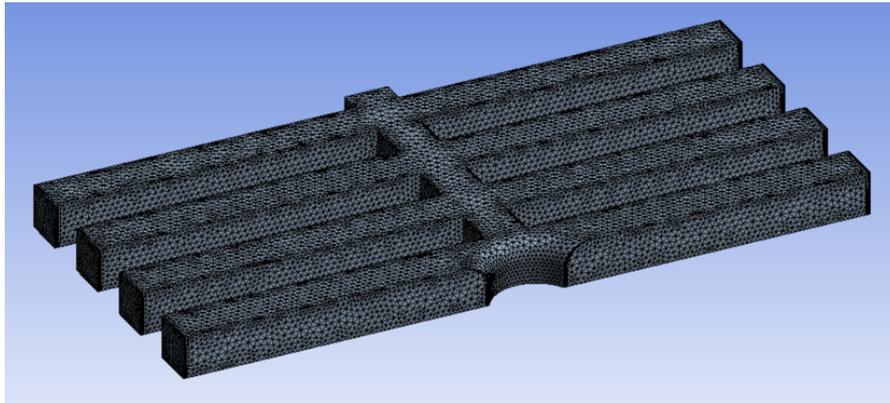


Figura 7.2: Mesh della zona vapore

In questo caso, poiché le aree di vapore sono separate ma sono identiche, per esigenze di calcolo si è deciso di analizzarne solo una. È stata poi sviluppata una mesh appropriata per la simulazione (fig. 7.2).

Configurazione 1: flusso attraverso le sezioni dei canali

Per l'evaporatore base sono state previste due configurazioni differenti per quel che riguarda il flusso dei fluidi. Nella prima configurazione sono state previste le aree di entrata e di uscita del fluido lungo le sezioni dei canali, come descritto in precedenza e come mostrato in figura 7.3. Prima di eseguire la simulazione è stato necessario calcolare tutti i dati che sono stati discussi in precedenza e che si possono osservare nella tabella 7.2. I calcoli sono stati fatti per i valori di portata trovati in bibliografia. L'area dello scambiatore (considerando la base quadrata) è 16 mm x 16 mm ed è stata utilizzata per normalizzare il valore di portata. L'area della sezione di ingresso dei fluidi nei canali è poi necessaria per calcolare la velocità di ingresso del vapore insieme al numero di canali, che in questo caso è 8. La velocità del fluido sale in modo proporzionale con il valore della portata. I valori di densità e viscosità indicati in tabella sono stati forniti dal database REFPROP.

Infine viene mostrato il valore del numero di Reynolds, che è fondamentale per verificare in che condizioni di moto del fluido ci troviamo. I numeri di Reynolds ottenuti mostrano come il flusso sia decisamente in condizioni di regime laminare: il valore massimo calcolato è di 388, che è di molto inferiore a 2300, valore limite sopra al quale ci si trova in condizioni di regime di transizione. Questo significa che il modello di calcolo utilizzato nell'analisi CFD è stato quello che rappresenta il regime laminare.

Configurazione 2: flusso entrante dalle pareti dello stoppino

Solo per il caso dello scambiatore base si è prevista una simulazione con flusso entrante dalle pareti ed uscente dalla sezione del canale.

Questo caso considera l'evaporazione del fluido dalle pareti. Bisogna notare che anche

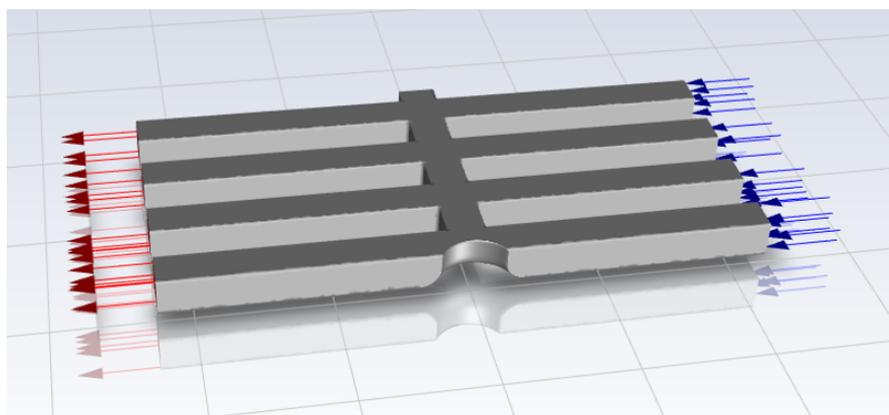


Figura 7.3: Direzione dei flussi considerata nell'analisi configurazione 1

Tabella 7.2: Dati dell'evaporatore base per la configurazione 1 del vapore

Evaporatore base, NH ₃ vapore			
Diametro idraulico (<i>m</i>)	0,001		
Area (<i>m</i> ²)	1.00E-6		
Perimetro (<i>m</i>)	0,004		
Portata di partenza (<i>kg/s</i>)	0,001	0,003	0,005
Portata effettiva (<i>kg/s</i>)	6,10E-06	1,83E-05	3,05E-05
N° canali	8		
Velocità (<i>m/s</i>)	0,098	0,294	0,491
Densità di vapore saturo (<i>kg/m</i> ³)	7,77		
Viscosità (<i>Pa s</i>)	9,83E-06		
Reynolds	78	233	388

questa simulazione non è totalmente realistica, in quanto ci sarebbe uno scambio di vapore nei canali (preso in considerazione nell'analisi precedente) che non viene considerato.

Si nota subito come il numero di Reynolds sia lo stesso del caso precedente, perché la geometria è la stessa appena vista, però si ha un cambiamento dal punto di vista delle velocità in gioco e anche della pressione.

In figura 7.4 sono indicate le aree in cui il fluido entra nel volume: in blu le aree di entrata e in rosso quelle di uscita, come indicato anche dalle frecce. Da notare che le aree in grigio hanno solo funzione di parete, perché sono le quelle che confinano con la piastra superiore che non è porosa e da lì non arriva il fluido.

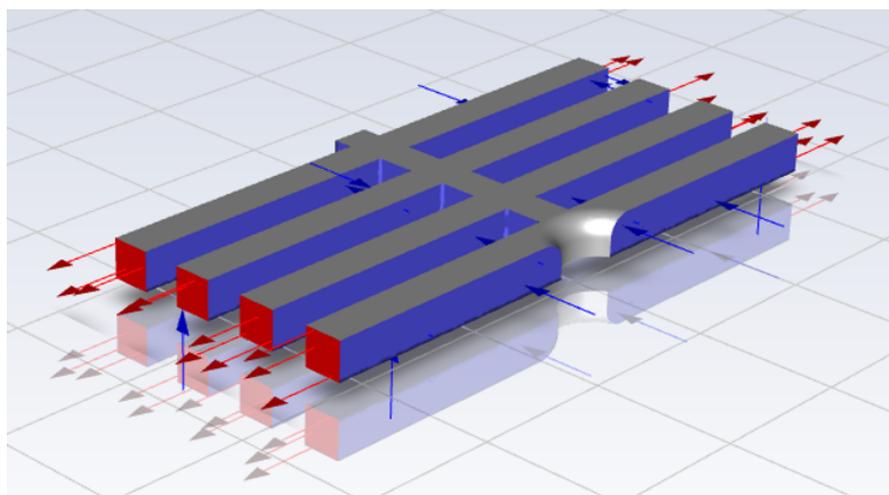


Figura 7.4: Aree di ingresso ed uscita del fluido dalle pareti dello stoppino poroso, configurazione 2

Tabella 7.3: Dati del vapore di ammoniacca nella configurazione 2 dell'evaporatore base

Evaporatore base, flusso da pareti porose, NH ₃ vapore			
Diametro idraulico (<i>m</i>)	0,178		
Area (<i>m</i> ²)	1,78E-04		
Perimetro (<i>m</i>)	4,00E-03		
Portata di partenza (<i>kg/s</i>)	0,001	0,003	0,005
Portata effettiva (<i>kg/s</i>)	6,10E-06	1,83E-05	3,05E-05
N° canali	8		
Velocità (<i>m/s</i>)	5,51E-04	1,65E-03	2,75E-03
Densità di vapore saturo (<i>kg/m</i> ³)	7,77		
Viscosità (<i>Pa s</i>)	9,83E-06		
Reynolds	78	233	388

Risultati dell'analisi del vapore nell'evaporatore base

Una volta settati tutti i parametri del calcolo, è stata eseguita la simulazione. I risultati ottenuti in output sono quelli dell'andamento della pressione e dell'andamento delle velocità dell'ammoniaca vapore all'interno dei canali. Il software restituisce i risultati e l'andamento lungo tutta la geometria del flusso. L'andamento dalla velocità e della pressione sono quindi osservabili in modo immediato dalle immagini, dove il cambiamento dei colori denota una diversa velocità del fluido in quello specifico punto.

Configurazione 1 Nella figura 7.5 si osserva come il flusso non si riversi nel condotto centrale, ma tenda a mantenere una certa inerzia. Da notare inoltre anche il picco di velocità che si registra nel canale vapore, che in parte è occupato dal pilastro centrale.

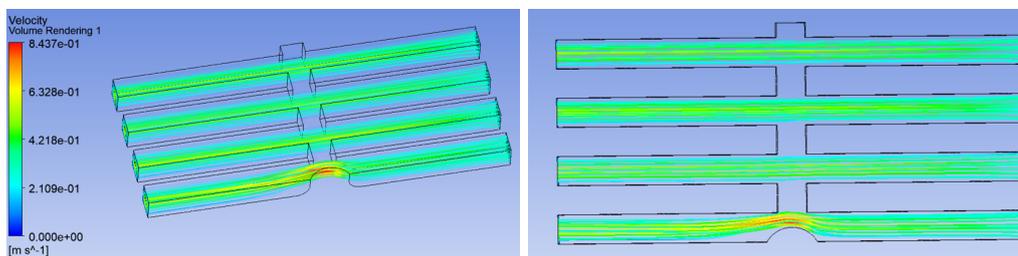


Figura 7.5: Andamento della velocità del vapore, nel caso di portata di 0,003 kg/s, configurazione 1

I valori di pressione ottenuti si possono osservare in figura 7.6: la pressione maggiore si registra nel condotto semi ostruito dal pilastro centrale. In questo caso il range di pressione va da 101324 Pa a 101328 Pa (con portata pari a 0,003 kg/s), valore che potrebbe indicare una perdita di carico all'interno dello scambiatore.

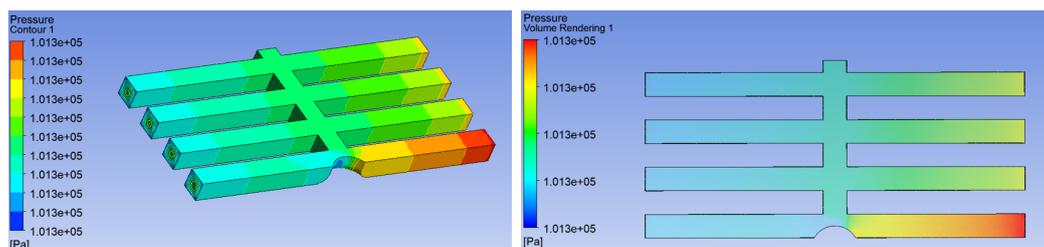


Figura 7.6: Andamento della pressione del vapore, nel caso di portata di 0,003 kg/s, configurazione 1

La tabella 7.4 riporta i risultati ottenuti dalle simulazioni. Sono stati considerati i tre casi di portata (Q) e di conseguenza le relative velocità in ingresso dei canali.

La velocità massima del fluido all'interno dello scambiatore si raggiunge nel restringimento centrale del canale vapore vicino al pilastro centrale. Si è ricavato il delta di velocità tra quella in ingresso e quella in uscita per poterla utilizzare come comparazione con gli altri evaporatori.

La pressione minima che si osserva dalla simulazione diminuisce con l'aumentare della portata: questa diminuzione potrebbe essere dovuta ad una dimensione della mesh non sufficientemente ridotta; purtroppo però, per problemi computazionali di natura hardware, non si è potuto indagare oltre.

Si osserva anche un aumento della pressione massima proporzionale alla portata. La differenza di pressione registrata sembra essere dovuta alle perdite di carico all'interno dello scambiatore e, essendo un valore di pochi pascal, appare verosimile.

Infine, per avere un'idea della portata di questa perdita di carico all'interno della sonda,

è stata calcolata la perdita di carico per la lunghezza del diametro totale del guscio della sonda stessa. Questo valore non ha valenza reale, ma è utile per fare dei confronti sulle varie geometrie trattate.

Tabella 7.4: Risultati analisi CFD del vapore nella configurazione 1, dove Q è la portata, V_{In} la velocità di ingresso inserita in input e ΔP la differenza di pressione

Q (kg/s)	V_{In} (m/s)	V_{max} (m/s)	ΔP (Pa)	$(\Delta P)/L$ Pa/m	ΔP Sfera (Pa)
0,001	0,098	0,294	1	62,5	220
0,003	0,294	0,843	4	250	880
0,005	0,491	1,35	8	500	1759

Configurazione 2 Questa configurazione particolare ha dato dei risultati abbastanza differenti dalla precedente. Se vediamo l'andamento delle velocità in figura 7.4 si vede come la velocità aumenta con la vicinanza delle aree di uscita del fluido. La configurazione può essere indicativa del comportamento del fluido nei primi istanti di funzionamento, quando ancora la presenza di vapore è bassa, ma quando il vapore inizia a circolare, l'andamento della velocità non è più così realistico e tende ad assomigliare maggiormente alla configurazione 1, dove il vapore fluisce nei canali. In questo caso la velocità nel centro dello scambiatore sembra essere molto bassa. Da notare che la pressione, impostata come input nella simulazione, rimane costante a 101325 Pa: quindi sembra che non ci sia una perdita di carico. È possibile che il diverso andamento della pressione sia dovuto al fatto che la velocità in ingresso è molto inferiore al caso precedente, dato che l'area di ingresso della parete è maggiore, mentre la portata rimane costante e quindi la differenza di pressione è molto bassa e non significativa.

La tabella (7.5) riassume i valori ottenuti ed elaborati. La pressione in input è la stessa, ma la velocità di ingresso è notevolmente inferiore e lo è anche la velocità massima raggiunta dall'ammoniaca. Le pressioni sono costanti in tutti e tre i casi e il ΔP è di conseguenza nullo.

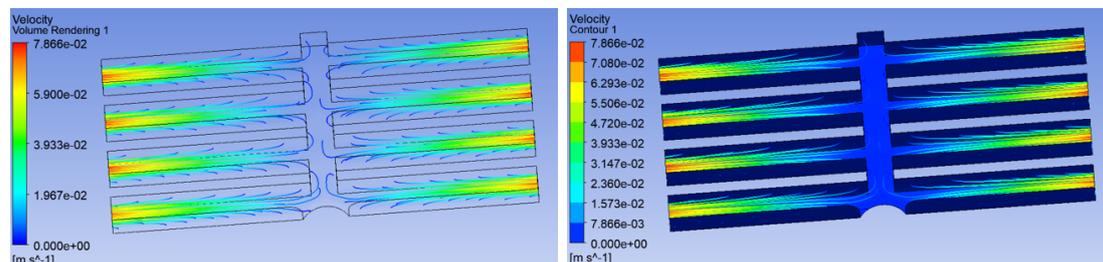


Figura 7.7: Andamento della velocità del vapore entrante dalle pareti e uscente, nel caso di portata di 0,003 kg/s, configurazione 1

Tabella 7.5: Risultati analisi CFD del vapore nella configurazione 2

Q (kg/s)	V_{In} (m/s)	V_{max} (m/s)	ΔP (Pa)
0,001	0,00055	0,0432	0
0,003	0,00165	0,0786	0
0,005	0,00275	0,127	0

7.2.2 Analisi del serbatoio di liquido

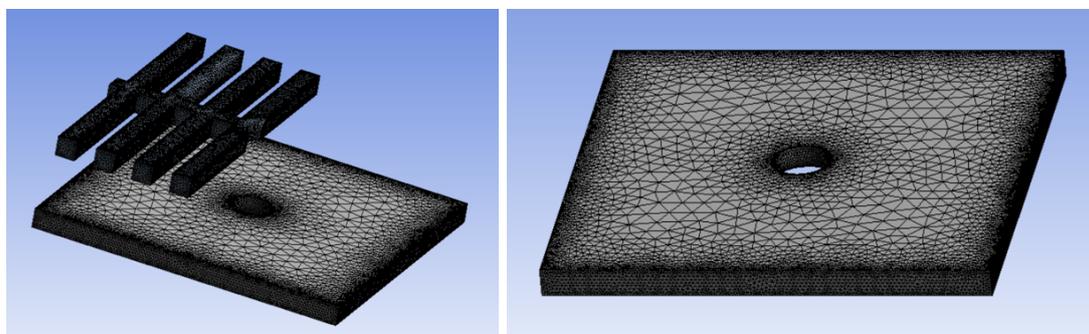


Figura 7.8: Mesh della zona liquido

Successivamente è stata effettuata una analisi CFD sulla parte di serbatoio in cui è presente l'ammoniaca liquida.

Per quanto riguarda le portate, sono state utilizzate le stesse del vapore, perché non era possibile utilizzare valori più precisi. Si è provveduto quindi alla modellazione di una mesh sul volume di liquido del serbatoio: anche quest'ultimo è stato ottenuto come "negativo" della geometria di base. Il volume ottenuto è piuttosto semplice: un parallelepipedo forato al centro. Il fluido può entrare ed uscire da tutti e quattro i lati corti. La geometria risultante è molto semplice, ma permette di avere diverse configurazioni per l'ingresso e l'uscita del liquido all'interno del volume (fig. 7.9). Considerando le aree laterali come pareti, la configurazione prevede l'ingresso e l'uscita da una sola parete per direzione.

Per l'ammoniaca liquida è stato necessario eseguire nuovamente i calcoli e valutare il numero di Reynolds per sapere quale modello di calcolo utilizzare nella simulazione. In tabella 7.6 si possono vedere i risultati. Per il liquido è stato deciso di utilizzare, come dato di portata, 0,003 kg/s, perché da studi preliminari non si è notata una reale differenza del comportamento del liquido.

Il numero di Reynolds risultante anche in questo caso è molto basso, 15, e ciò significa che la condizione è di regime laminare.

Tabella 7.6: Dati dell'ammoniaca liquida

Evaporatore base, NH ₃ liquida	
Diametro idraulico (<i>m</i>)	1,89
Area (<i>m</i> ²)	0,017
Perimetro (<i>m</i>)	0,003
Portata di partenza (<i>kg/s</i>)	0,003
Portata effettiva (<i>kg/s</i>)	1,83E-05
N° canali	-
Velocità (<i>m/s</i>)	51,79E-06
Densità liquido saturo (<i>kg/m</i> ³)	603
Viscosità (<i>Pa s</i>)	1,32E-04
Reynolds	15

Risultati dell'analisi del liquido nell'Evaporatore base

I risultati della simulazione del serbatoio di liquido sono raccolti nella tabella 7.7. In particolare si può osservare una leggera variazione delle velocità massime dovuta appunto al diverso flusso di ingresso e di uscita dell'ammoniaca liquida. La pressione rimane costante a 101325 Pa in tutte e tre le configurazioni esaminate, quindi anche il delta pressione è nullo.

Il risultato sembra quindi indicare che le perdite di carico nella zona del serbatoio sono nulle o più probabilmente non emergono dai calcoli, in quanto molto piccole. Nella figura 7.9 si presentano le tre diverse configurazioni utilizzate nella simulazione.

Tabella 7.7: Risultati analisi CFD del liquido nelle tre diverse configurazioni, con portata pari a 0,003 kg/s

Configurazione	V In (<i>m/s</i>)	V max (<i>m/s</i>)	ΔP (<i>Pa</i>)
1	1,79E-06	2,87E-06	0
2	1,79E-06	6,39E-06	0
3	1,79E-06	4,42E-06	0

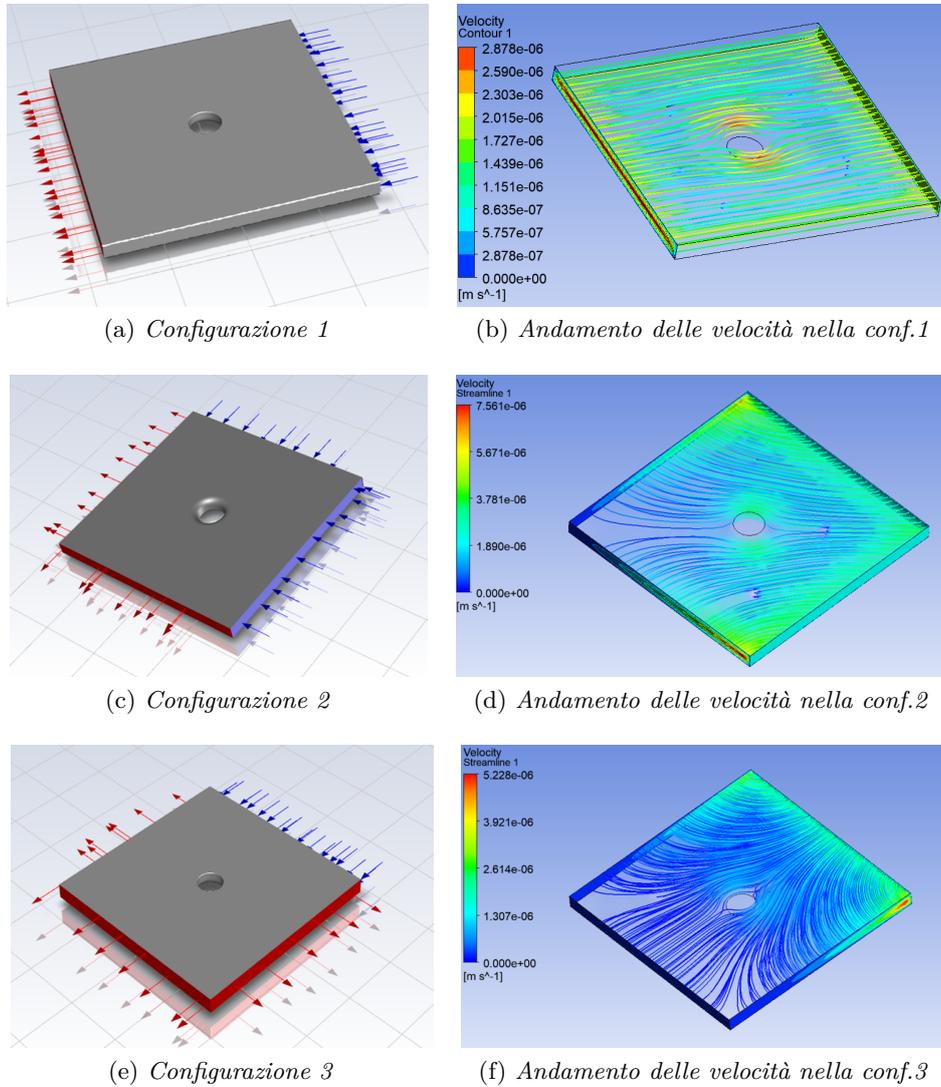


Figura 7.9: Tre diverse configurazioni e i risultati dell'andamento delle velocità per ogni configurazione nell'evaporatore base

7.3 Analisi CFD del vapore nell'evaporatore ad archi

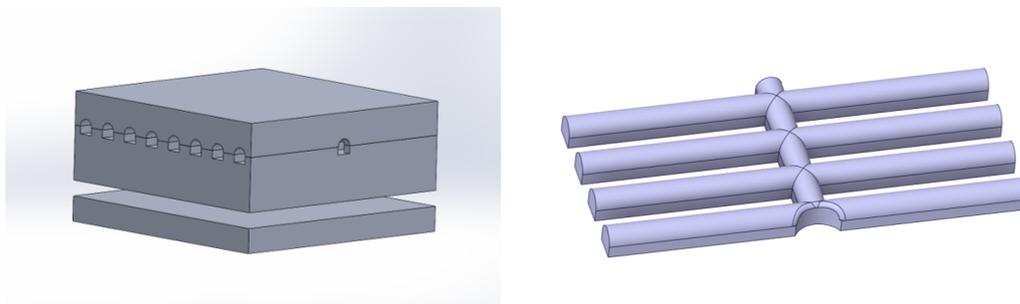


Figura 7.10: L'evaporatore ad archi e il suo negativo lato vapore

L'evaporatore ad archi ha una geometria molto simile a quella dell'evaporatore di base, l'unica differenza è la presenza delle arcate. Queste ultime vanno ad alterare l'area di ingresso dei canali del vapore e anche il volume stesso, riducendo entrambi. Proprio per questo si rende necessario effettuare le simulazioni per un successivo confronto. In questo specifico caso abbiamo effettuato un'analisi su una singola configurazione del vapore, ossia quella classica.

7.3.1 Analisi dei canali del vapore

Per l'evaporatore ad archi sono stati eseguiti gli stessi calcoli preliminari dell'evaporatore base: dato che la geometria è cambiata, sono cambiati anche i valori, come quello del raggio idraulico, della velocità di ingresso e il numero di Reynolds.

Tabella 7.8: Dati dell'evaporatore ad archi

Evaporatore ad archi, NH ₃ vapore			
Diametro idraulico (<i>m</i>)	0,001		
Area (<i>m</i> ²)	8,93E-7		
Perimetro (<i>m</i>)	3,57E-03		
Portata di partenza (<i>kg/s</i>)	0,001	0,003	0,005
Portata effettiva (<i>kg/s</i>)	6,10E-06	1,83E-05	3,05E-05
N° canali	8		
Velocità (<i>m/s</i>)	0,110	0,330	0,550
Densità di vapore saturo (<i>kg/m</i> ³)	7,77		
Viscosità (<i>Pa s</i>)	9,83E-06		
Reynolds	87	261	435

Tabella 7.9: Risultati analisi CFD del vapore dell'evaporatore ad archi

Q (kg/s)	V In (m/s)	V max (m/s)	ΔP (Pa)	$(\Delta P)/L$ Pa/m	ΔP Sfera (Pa)
0,001	0,110	0,304	1	62,5	220
0,003	0,330	0,867	4	250	880
0,005	0,550	1,390	9	563	1979

Anche in questo caso il valore massimo del numero di Reynolds è di 435, quindi rimaniamo ampiamente nel caso di regime laminare. Si è quindi modellata la mesh mediante elementi tetraedrici di dimensioni di circa 0,1 mm.

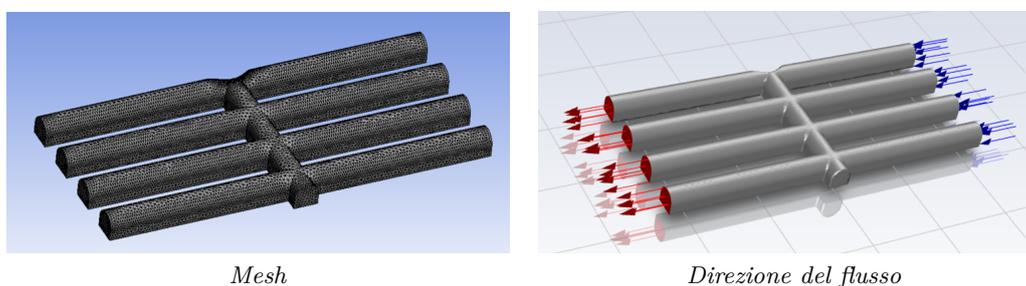


Figura 7.11: Mesh e configurazione del flusso del vapore utilizzate nella simulazione

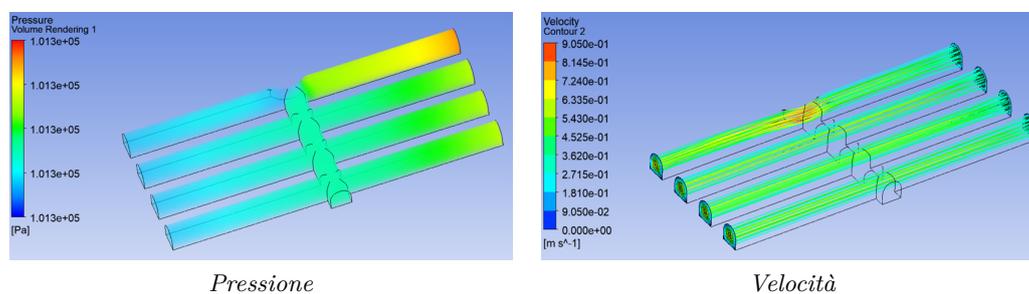


Figura 7.12: Risultati di velocità e pressione della simulazione sull'evaporatore ad archi

Risultati dell'analisi del vapore nell'evaporatore ad archi

I risultati delle simulazioni si possono osservare nella tabella 7.9. Si constata che si ha un aumento costante della velocità, che è leggermente superiore a quella vista in precedenza con l'evaporatore base in configurazione 1 (tra il 2% e il 3%). Per quanto riguarda la pressione abbiamo un comportamento simile a quello che si è osservato nella medesima configurazione: la pressione minima tende a ridursi e quella massima ad aumentare con l'aumento della portata. Le similitudini sono date dall'analogia nella geometria: da questo

si deduce che il design ad archi potrebbe essere una alternativa valida a quella base, poiché dal punto di vista fluidodinamico il comportamento non varia molto. Per quanto riguarda invece l'analisi del serbatoio liquido, si può fare riferimento ai risultati presentati in precedenza nel caso dell'evaporatore base, in quanto la geometria è la stessa.

7.4 Analisi CFD del vapore nell'evaporatore ad archi con struttura integrata

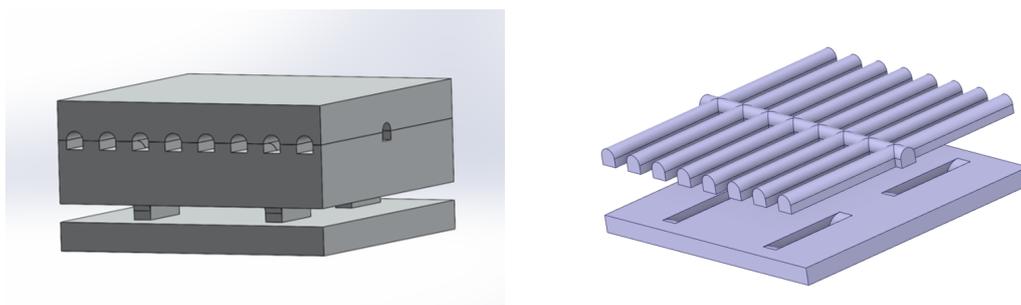


Figura 7.13: L'evaporatore ad archi con struttura integrata e il suo negativo lato vapore

Il terzo design che analizzato è quello con la struttura integrata. Questo tipo di evaporatore è stato modellato per cercare di mantenere le stesse caratteristiche dell'evaporatore di base, ma migliorando sia la resistenza strutturale che il flusso all'interno dei canali. In figura 7.13 è chiaramente visibile l'effetto della modifica sui canali del vapore: non è più presente il pilastro centrale che va ad ostruire il flusso di vapore, e al contrario dei casi precedenti, la zona del vapore non è divisa in due, ma è unica. Il fatto che sia unica indica anche che per tutta la superficie della sfera i canali vapore sono interconnessi tra di loro senza alcuna interruzione del flusso e questo è sicuramente un vantaggio per lo scambio termico. Anche dal punto di vista della costruzione ciò permette una migliore e più efficiente rimozione della polvere in eccesso.

7.4.1 Analisi dei canali del vapore

Sono stati calcolati i valori preliminari per effettuare la simulazione. Per quanto riguarda i dati strettamente geometrici dell'evaporatore, i valori sono gli stessi dell'evaporatore ad archi, in quanto i raggi degli archi non sono stati modificati, tranne che per il numero di canali. Avendo eliminato il pilastro centrale, questo non causa più un'interruzione della geometria e quindi il condotto centrale viene conteggiato come effettivo, a differenza dei precedenti casi, in cui era un canale corto e bloccato alle estremità. Le velocità invece si discostano leggermente dal caso precedente e si avvicinano molto ai valori dell'evaporatore base, distaccandosi di pochissimo. Infine il numero di Reynolds, come ci si poteva aspettare dalle velocità in gioco, indica che il regime rimane sempre laminare.

La scelta della direzione di ingresso e di uscita del vapore è stata effettuata mantenendo la coerenza con i precedenti casi: si è deciso infatti di sfruttare il canale extra per utilizzarlo

come un ingresso e un'uscita di vapore. In figura 7.14, indicate con le frecce rosse e blu, si possono individuare le aree di ingresso e uscita che in questo evaporatore sono passate da 8 a 9, come il numero dei canali. Infine la mesh è stata creata mantenendo le stesse caratteristiche utilizzate in precedenza per ottenere una uniformità nei risultati.

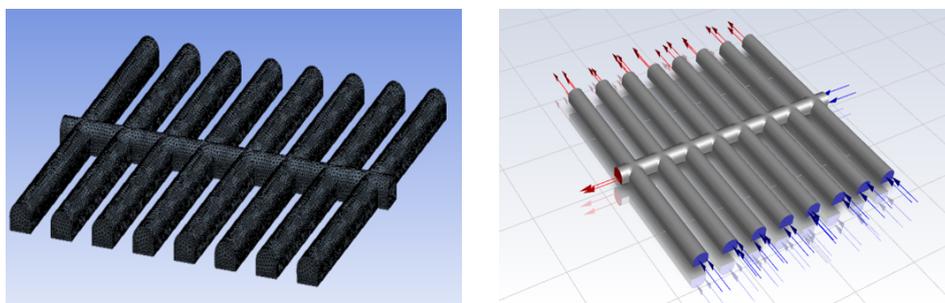


Figura 7.14: La mesh e la scelta della direzione del flusso di vapore all'interno dello scambiatore con struttura integrata

Tabella 7.10: Dati dell'evaporatore ad archi con struttura integrata per l'analisi dei canali vapore

Evaporatore ad archi struttura integrata, NH ₃ vapore			
Diametro idraulico (<i>m</i>)	0,001		
Area (<i>m</i> ²)	8,93E-7		
Perimetro (<i>m</i>)	3,57E-03		
Portata di partenza (<i>kg/s</i>)	0,001	0,003	0,005
Portata effettiva (<i>kg/s</i>)	6,10E-06	1,83E-05	3,05E-05
N° canali	9		
Velocità (<i>m/s</i>)	0,098	0,293	0,489
Densità di vapore saturo (<i>kg/m</i> ³)	7,77		
Viscosità (<i>Pa s</i>)	9,83E-06		
Reynolds	77	232	386

Risultati dell'analisi del vapore nell'evaporatore integrato

Valutando i risultati ottenuti dal CFD, possiamo notare come le velocità massime all'interno dello scambiatore siano diminuite di circa il 17% rispetto ai valori ottenuti nello scambiatore base: questo è dovuto alla presenza di un canale vapore aggiuntivo. Tale condizione potrebbe anche avere delle ripercussioni sulla portata massima a cui lo scambiatore potrebbe lavorare in maniera efficace.

Queste sono ipotesi che dovranno essere approfondite da futuri studi.

Tabella 7.11: Risultati analisi CFD del vapore dell'evaporatore ad archi con struttura integrata

Q (kg/s)	V In (m/s)	V max (m/s)	ΔP (Pa)	$(\Delta P)/L$ Pa/m	ΔP Sfera (Pa)
0,001	0,098	0,251	1	62,5	220
0,003	0,293	0,703	4	250	880
0,005	0,489	1,184	8	500	1759

Il comportamento della pressione sembra riportarsi a valori prossimi a quelli dell'evaporatore base e quindi leggermente inferiori a quelli dell'evaporatore ad archi. In questo caso si noti che la pressione minima in tutti e tre i casi si ferma a 101325 e non scende al di sotto: questo dato non è ancora completamente chiaro e bisognerà approfondirlo (non si esclude la possibilità di errore dato da una mesh non abbastanza fitta, che per esigenze computazionali non è stato possibile sviluppare). L'asimmetria della distribuzione delle velocità e in particolare delle pressioni osservabili in figura 7.15 è invece dovuta al posizionamento dell'ingresso e dell'uscita del vapore nel condotto centrale.

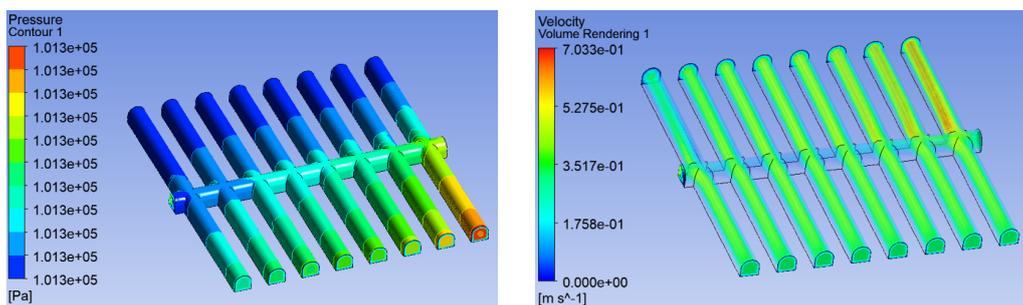


Figura 7.15: Risultati di pressione e velocità del vapore nell'evaporatore integrato

7.4.2 Analisi del serbatoio liquido

La geometria del serbatoio è diversa da quella dei due serbatoi visti in precedenza: la presenza del pilastro centrale di raggio 2 mm è stata sostituita da quattro pilastri a base rettangolare di dimensioni 1 mm x 3,5 mm, posizionati in modo equidistante dal centro, questo sicuramente può causare delle differenze dal punto di vista fluidodinamico. I valori calcolati per il serbatoio dell'evaporatore base sono stati considerati validi anche per questa geometria. Essendo questa un'analisi di massima, non era necessario ottenere valori maggiormente realistici. I parametri utilizzati fanno quindi riferimento alla tabella 7.6 e di conseguenza anche in questo caso il regime considerato è quello laminare.

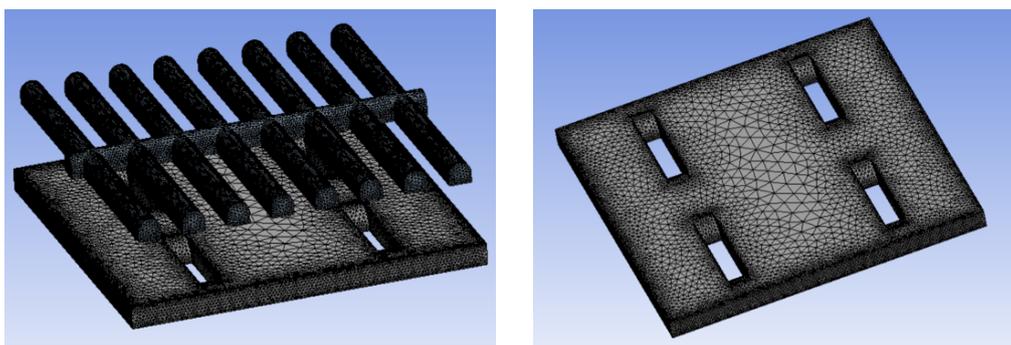


Figura 7.16: Mesh della zona del serbatoio

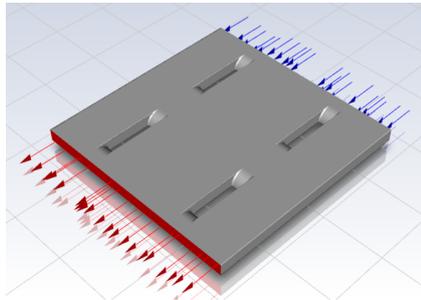
La mesh è stata eseguita in coerenza con quelle viste in precedenza sia per il liquido che per il vapore, quindi con elementi di dimensioni nell'intorno di 0,1 mm e con affinamenti nei contorni, come le aree attorno ai pilastri.

Risultati dell'analisi del vapore nell'evaporatore integrato

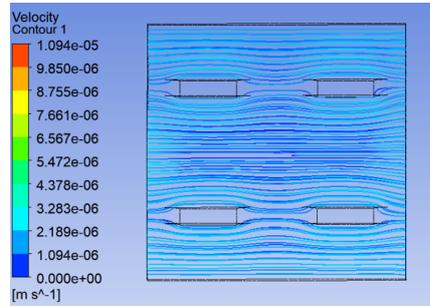
Tabella 7.12: Risultati analisi CFD del liquido nelle cinque configurazioni dell'evaporatore integrato, con portata pari a 0,003 kg/s

Configurazione	V In (m/s)	V max (m/s)	ΔP (Pa)
1	1,79E-06	1,09E-05	0
2	1,79E-06	4,91E-06	0
3	1,79E-06	9,57E-06	0
4	1,79E-06	5,16E-06	0
5	1,79E-06	5,68E-06	0

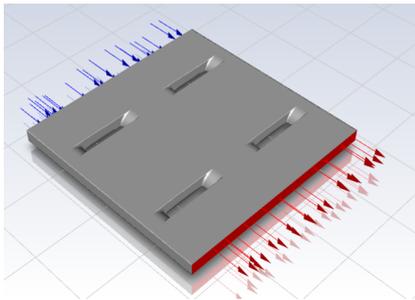
Nello studio sul serbatoio di liquido sono state simulate varie configurazioni differenti, perché la disposizione delle colone e la loro forma possono influenzare in modo differente la velocità e il flusso del fluido in base a come questo entra nel serbatoio. In questo caso sono state effettuate cinque configurazioni e sono stati confrontati i valori ottenuti di velocità massima e ΔP . Le pressioni massime e minime ottenute (come nei casi di liquido precedenti) sono costanti, sempre a 101325 Pa, e quindi non si può parlare neanche di perdita di carico. Le velocità hanno tutte stesso ordine di grandezza, con un'oscillazione che va da 4,91E-06 m/s a 10,9E-06 m/s; la velocità massima tra le configurazioni è circa il doppio della velocità minima. Questi valori di velocità sono tutti nello stesso ordine di grandezza e possiamo assumere che le configurazioni siano equivalenti.



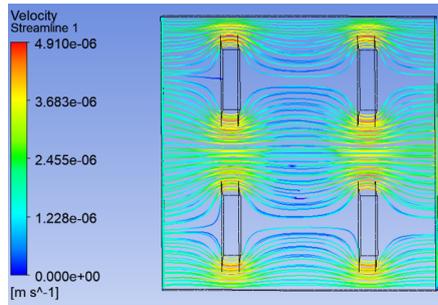
(a) Configurazione 1



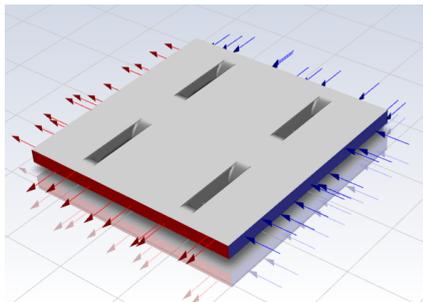
(b) Andamento delle velocità nella conf.1



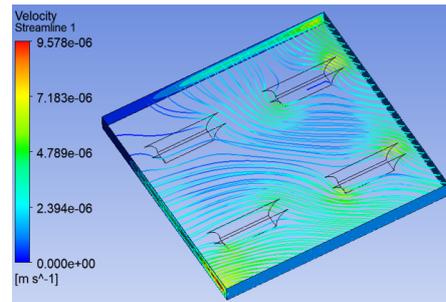
(c) Configurazione 2



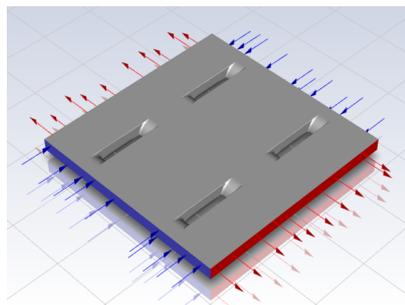
(d) Andamento delle velocità nella conf.2



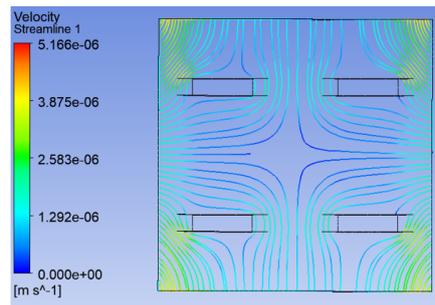
(e) Configurazione 3



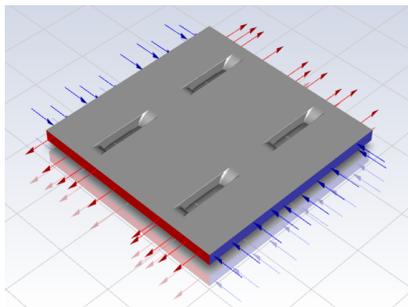
(f) Andamento delle velocità nella conf.3



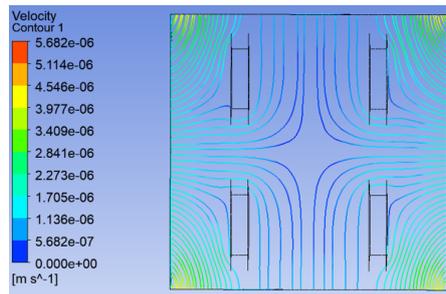
(g) Configurazione 4



(h) Andamento delle velocità nella conf.4



(i) Configurazione 5



(j) Andamento delle velocità nella conf.5

Figura 7.16: Le cinque diverse configurazioni e i risultati dell'andamento delle velocità per ogni caso

7.5 Analisi CFD del vapore nell'evaporatore a cilindri

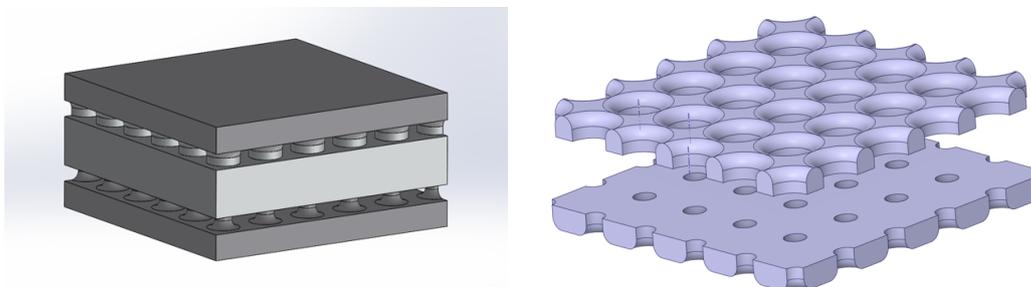


Figura 7.17: L'evaporatore a cilindri e il suo negativo lato vapore

L'ultima soluzione che è stata elaborata per questo confronto è quella dell'evaporatore a cilindri. Questo evaporatore ha una geometria completamente differente dalle geometrie precedenti: è quindi interessante verificare il comportamento del fluido all'interno sia nel lato vapore che nel lato liquido. In figura 7.17, dove è presente il "negativo" dell'evaporatore, è ancor più visibile la differenza rispetto alle geometrie precedenti. Anche in questo caso, come nell'evaporatore integrato, i canali sono collegati tra loro e non è presente una divisione come nei primi due evaporatori.

7.5.1 Analisi dei canali del vapore

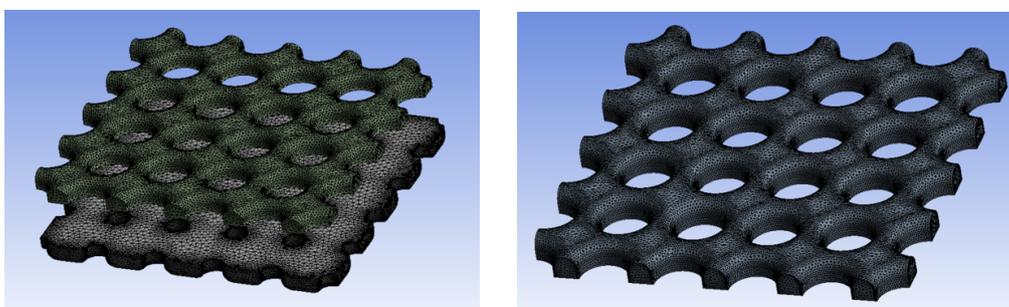


Figura 7.18: La mesh dello scambiatore a cilindri della zona liquido e vapore (a sinistra) e solo zona vapore (a destra)

Anche in quest'ultimo caso il metodo utilizzato è stato lo stesso. Inizialmente si sono calcolati i valori dati dalla geometria, per poi ottenere il valore del numero di Reynolds, che sarà poi fondamentale per impostare il corretto modello nella simulazione. Data la geometria molto complessa, anche il calcolo del raggio idraulico è articolato: per semplificare il lavoro si è quindi deciso di considerare questa geometria come una rete di canali che si intersecano. I canali hanno una geometria variabile, che si allarga e si restringe nel

punto della loro intersezione tra loro stessi. Si è quindi deciso di considerare, per il calcolo del raggio idraulico, le misure del canale nel punto più stretto, in cui la sezione mostra un canale ad arco.

In tabella 7.13 sono presenti i valori calcolati. I numeri di Reynolds per i tre valori differenti di portata rimangono molto al di sotto della soglia limite del regime di transizione e quindi anche in quest'ultimo caso il modello prevederà un comportamento laminare del fluido.

Il fatto che il numero di Reynolds abbia valori molto simili in tutti i casi può dare già una prima idea del fatto fatto che gli evaporatori siano comparabili in termini di prestazioni.

Tabella 7.13: Dati dell'evaporatore a cilindri per l'analisi dei canali vapore

Evaporatore a cilindri, NH₃ vapore			
Diametro idraulico (<i>m</i>)	0,001		
Area (<i>m</i> ²)	8,93E-7		
Perimetro (<i>m</i>)	3,57E-03		
Portata di partenza (<i>kg/s</i>)	0,001	0,003	0,005
Portata effettiva (<i>kg/s</i>)	5,36E-06	1,61E-05	2,68E-05
N° canali	10		
Velocità (<i>m/s</i>)	0,077	0,232	0,386
Densità di vapore saturo (<i>kg/m</i> ³)	7,77		
Viscosità (<i>Pa s</i>)	9,83E-06		
Reynolds	61	183	306

Risultati dell'analisi del vapore nell'evaporatore integrato

La geometria a cilindri è l'unica, tra quelle analizzate, che permette di valutare diverse configurazioni anche per quanto riguarda i canali vapore. Per questo motivo sono state verificate tre configurazioni differenti, in modo da poterne confrontare i risultati, visibili nella tabella 7.14. Si possono confrontare i valori ottenuti nel caso delle diverse configurazioni e con diverse portate di vapore.

Le velocità massime dell'evaporatore sono tutte molto simili: la configurazione 3 è quella con valori mediamente inferiori rispetto alle altre, mentre la configurazione 2 ha i valori più alti in assoluto.

La pressione interna è più stabile rispetto ai casi precedenti: possiamo osservare come il ΔP maggiore lo si trovi nella configurazione 2 con la portata massima, ossia 0,005 kg/s, e sia uguale a 5. Negli altri casi il ΔP arriva al massimo a 2. Questi valori potrebbero indicare una perdita di carico inferiore rispetto agli evaporatori che sono stati testati in precedenza, in particolare per quel che riguarda la portata maggiore (0,005 kg/s), dove si erano registrati dei valori che andavano a sfiorare la decina di pascal. Da notare che la pressione minima invece rimane costante a 101325 Pa, evento che nei primi due casi non

avveniva, anzi erano presenti valori inferiori.

Sicuramente se tali valori di pressione fossero indicativi di una perdita di carico, sarebbe interessante verificare in studi futuri se quest'evaporatore dal punto di vista fluidodinamico sia leggermente più prestazionale. Tuttavia bisogna considerare che questo evaporatore ha una lunghezza della linea TPCL inferiore rispetto agli altri e ciò potrebbe segnalare che l'efficienza di scambio termico sia inferiore. Per questo motivo le analisi preliminari svolte fin qui non possono essere indicative di come un evaporatore sia efficace, ma danno la possibilità di effettuare un confronto di alcuni parametri.

Tabella 7.14: Risultati dell'analisi CFD del vapore dell'evaporatore a cilindri

Conf.	Q (kg/s)	V In (m/s)	V max (m/s)	ΔP (Pa)	$(\Delta P)/L$ Pa/m	ΔP Sfera (Pa)
1	0,001	0,077	0,128	0	0	0
	0,003	0,232	0,372	1	6,7	235
	0,005	0,386	0,611	2	133	469
2	0,001	0,077	0,177	0	0	0
	0,003	0,232	0,439	2	133	469
	0,005	0,386	0,703	5	333	1173
3	0,001	0,077	0,141	0	0	0
	0,003	0,232	0,367	1	6,7	235
	0,005	0,386	0,575	2	133	469

Infine è interessante notare come nelle varie configurazioni l'andamento delle pressioni sia così differente, in particolare per quanto riguarda la configurazione 3 rispetto alle altre.

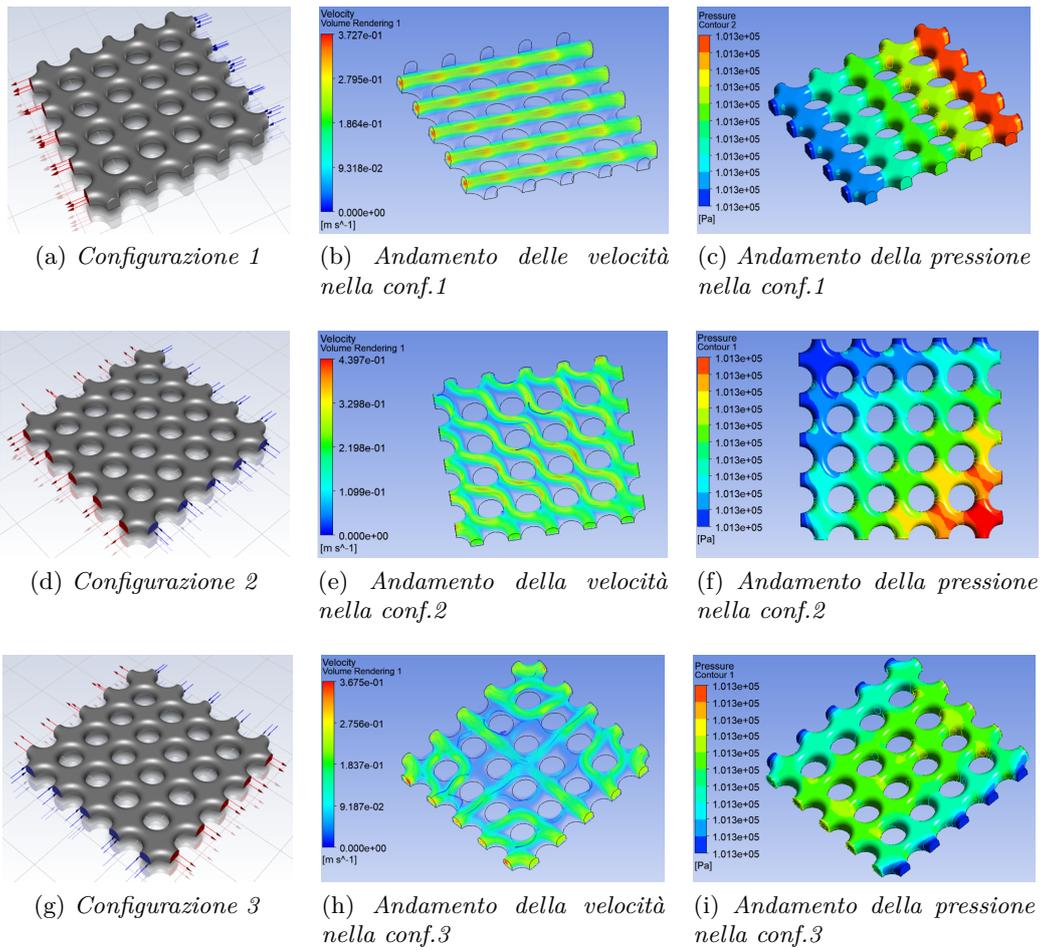


Figura 7.19: Le tre diverse configurazioni e i risultati dell'andamento della velocità e della pressione per ogni caso

7.5.2 Analisi del serbatoio liquido

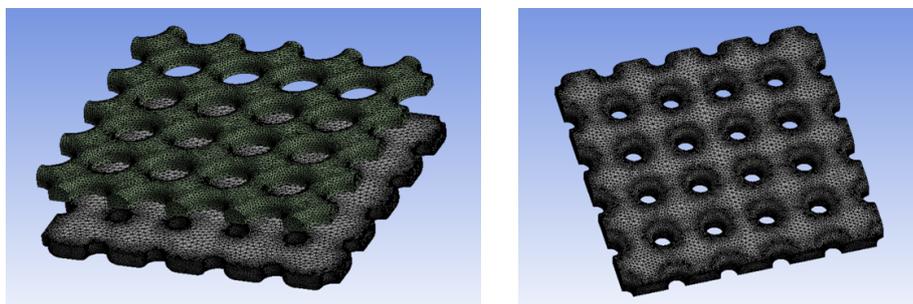


Figura 7.20: La mesh dello scambiatore a cilindri della zona liquido e vapore (a sinistra) e solo zona liquido (a destra)

Tabella 7.15: Dati dell'ammoniaca liquida

Evaporatore a cilindri, NH ₃ liquida	
Diametro idraulico (m)	0,12
Area (m^2)	0,00018
Perimetro (m)	6,00E-03
Portata di partenza (kg/s)	0,003
Portata effettiva (kg/s)	1,61E-05
N° canali	10
Velocità (m/s)	1,49E-05
Densità liquido saturo (kg/m^3)	603
Viscosità ($Pa \cdot s$)	1,32E-04
Reynolds	8

In quest'ultimo caso è stato necessario effettuare un'analisi CFD anche per quanto riguarda la zona liquida. La geometria è completamente differente rispetto alle precedenti e quindi è necessario uno studio a parte per valutare se è comparabile. La geometria della parte liquida è infatti simile alla parte del vapore, ma i pilastri presenti hanno diametro di 1 mm rispetto ai 2 mm di diametro dei pilastri nella zona vapore. Questo implica che la zona di liquido abbia un volume molto maggiore della zona vapore (come effettivamente deve essere) ma la presenza di pilastri riduce il volume rispetto agli altri evaporatori. In tabella 7.15 si possono vedere i dati preliminari calcolati per la simulazione. Come per ogni analisi sono stati calcolati i parametri del diametro idraulico mediante la formula 7.3 e il numero di Reynolds mediante l'equazione 7.4. La portata utilizzata è di 0,003 kg/s, come avvenuto anche negli altri evaporatori nel caso del liquido.

Un numero che potrebbe sembrare molto differente rispetto ai casi precedenti è quello

del diametro idraulico, che è di 0,12 m, inferiore a quello ottenuto dal calcolo sul liquido precedente.

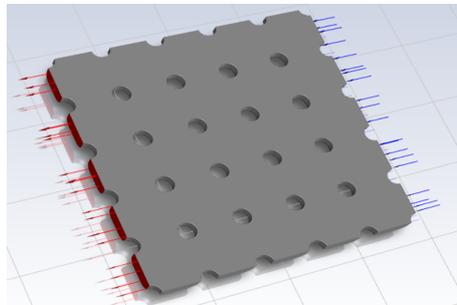
Mentre in precedenza il canale era uno solo, in questa geometria essi sono dieci. Il numero dei canali, che si formano dal passaggio tra le colonne dell'evaporatore aumenta e, come è accaduto per la zona vapore, va ad equilibrare la riduzione del diametro. Il numero di Reynolds ottenuto da questi valori è molto basso, 8, ed è in linea con quello osservato negli casi.

Risultati analisi del serbatoio di liquido nell'evaporatore integrato

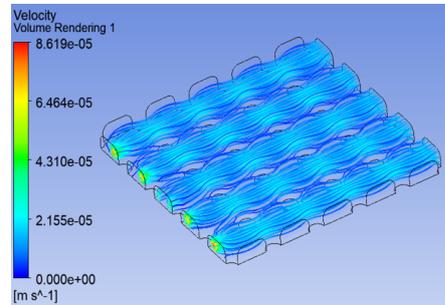
Analizzando i risultati ottenuti in quest'ultimo studio, vediamo come in tutte e tre le configurazioni la velocità è abbastanza simile, con la configurazione 1 che ha una velocità poco più bassa delle altre due. Per quanto riguarda la pressione, come in tutti i casi del liquido testati, si nota che rimane costante ai canonici 101325 Pa.

Tabella 7.16: Risultati analisi CFD del liquido nelle tre configurazioni dell'evaporatore a cilindri, con portata pari a 0,003 kg/s

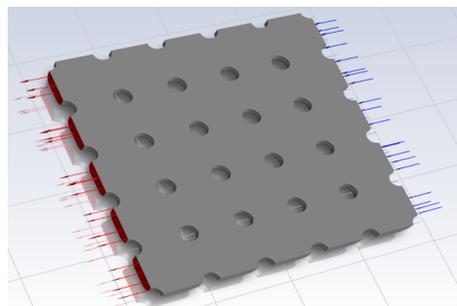
Configurazione	V In (<i>m/s</i>)	V max (<i>m/s</i>)	ΔP (<i>Pa</i>)
1	1,49E-05	8,62E-05	0
2	1,49E-05	1,67E-04	0
3	1,49E-05	1,23E-04	0



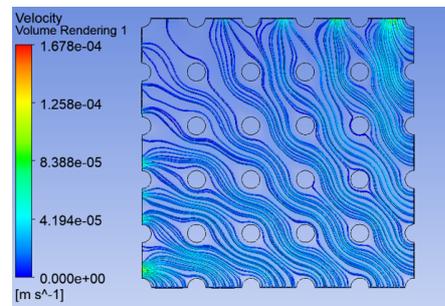
(a) Configurazione 1



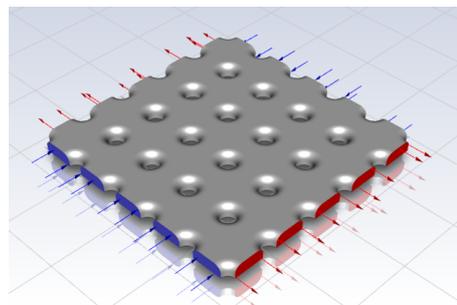
(b) Andamento delle velocità nella conf.1



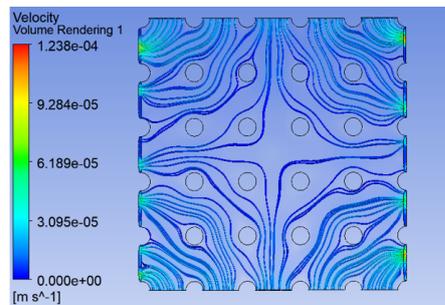
(c) Configurazione 2



(d) Andamento delle velocità nella conf.2



(e) Configurazione 3



(f) Andamento delle velocità nella conf.3

Figura 7.21: Tre diverse configurazioni e i risultati dell'andamento delle velocità per ogni configurazione nell'evaporatore a cilindri

7.6 Conclusioni sull'analisi CFD

L'analisi CFD è stata realizzata per confrontare i diversi design dell'evaporatore sotto il profilo fluidodinamico. Verificare il comportamento dell'ammoniaca sia allo stato di vapore che allo stato liquido è uno step imprescindibile per un'analisi completa dello scambiatore. I dati di partenza utilizzati in questa indagine sono stati ricavati dalla bibliografia presente in letteratura e in seguito adattati allo scopo. Pertanto essa è di tipo qualitativo e non quantitativo, anche se gli ordini di grandezza possono essere ritenuti realistici.

7.6.1 Analisi dei canali di vapore

L'analisi dei canali di vapore ha portato a dati descritti nelle tabelle 7.4 7.5 7.9 7.11 e 7.14: sono stati comparati tra di loro per verificare se gli ordini di grandezza fossero gli stessi e fossero paragonabili. Tale confronto è esemplificato in maniera grafica dalla figura 7.22.

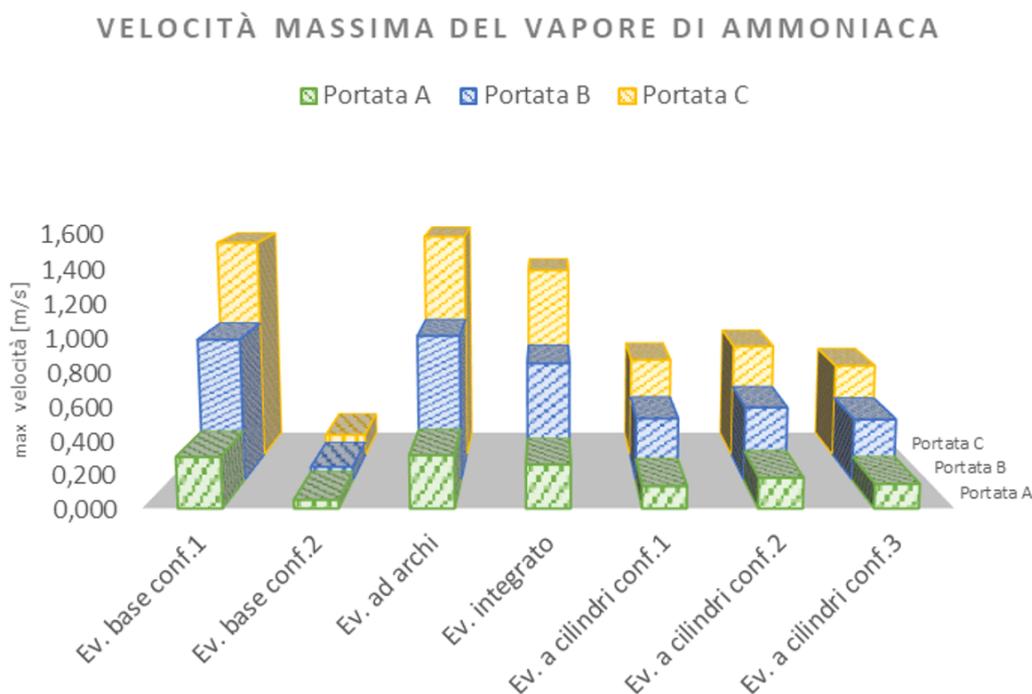


Figura 7.22: Comparazione tra i dati delle velocità del vapore degli evaporatori nelle diverse configurazioni

Nell'istogramma vediamo le colonne della velocità dell'ammoniaca in forma di vapore. Sono presenti i dati delle velocità in base alle tre portate utilizzate nelle configurazioni

studiate (indicate con l'abbreviazione "Conf."), che sono a loro volta raggruppate per tipo di evaporatore. Le velocità indicate nel grafico comparativo (indicate in m/s) mostrano come i valori siano simili in quasi tutti i casi. Prendendo come riferimento l'evaporatore base nella configurazione 1, osserviamo come le colonne dell'evaporatore ad archi e dell'evaporatore integrato abbiano livelli molto vicini in tutti e tre i casi di portata, fatta eccezione per la configurazione 2 dell'evaporatore base, che però è completamente differente anche dal punto di vista concettuale. L'evaporatore a cilindri ha velocità massime visibilmente inferiori rispetto agli altri, in tutte le configurazioni, con però lo stesso ordine di grandezza. Questo indica che, nonostante ci siano oscillazioni di valori ben identificabili, i risultati sono in linea con il riferimento. Quindi si può affermare che le varie geometrie dell'evaporatore ottenute sono equiparabili.

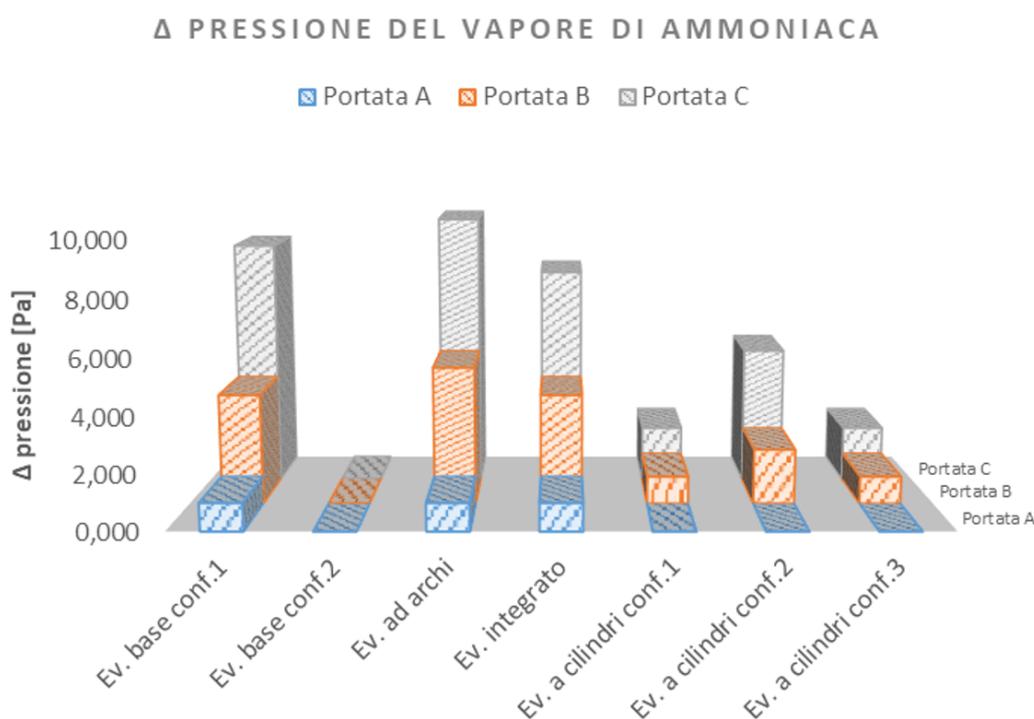


Figura 7.23: Comparazione tra i ΔP del vapore degli evaporatori nelle diverse configurazioni

Osserviamo poi i valori di ΔP che sono stati registrati e successivamente confrontati nel grafico 7.23. Le colonne indicano il valore di differenza di pressione che è presente nell'evaporatore secondo la simulazione. I valori sono indicati in pascal (Pa) per ogni configurazione testata e per i vari scambiatori.

Prendendo sempre come riferimento i valori dell'evaporatore base nella configurazione 1,

si osserva come la differenza di pressione dell'evaporatore ad archi e di quello integrato abbia valori molto simili se non identici. Il trend è simile a quello delle velocità; notiamo come la configurazione 2 dell'evaporatore base, ossia quella con flusso di vapore dalle pareti, abbia anche in questo caso numeri differenti, anzi il ΔP è uguale a zero in tutti e tre i casi. Per quanto riguarda l'evaporatore a cilindri si osserva che i valori in gioco siano leggermente inferiori alla media, con il caso 2 che ha le colonne leggermente più alte degli altri.

La trattazione sulla differenza di pressione all'interno degli evaporatori è abbastanza spinosa, poiché questi dati devono essere valutati con attenzione. Non è stato possibile (a causa limiti computazionali) effettuare altre simulazioni per verificare la bontà dei dati ottenuti ed eliminare eventuali errori dovuti alla dimensione degli elementi della mesh utilizzata. Questi valori quindi potrebbero indicare una perdita di carico all'interno dell'evaporatore. Se questo fosse appurato, potremmo dire che l'evaporatore a cilindri è quello con minori perdite di carico. Ridurre le perdite di carico potrebbe essere utile per migliorare l'efficienza totale del sistema e questo sicuramente è fondamentale per un'applicazione di tipo spaziale.

Pressione massima del vapore di ammoniaca [Pa]

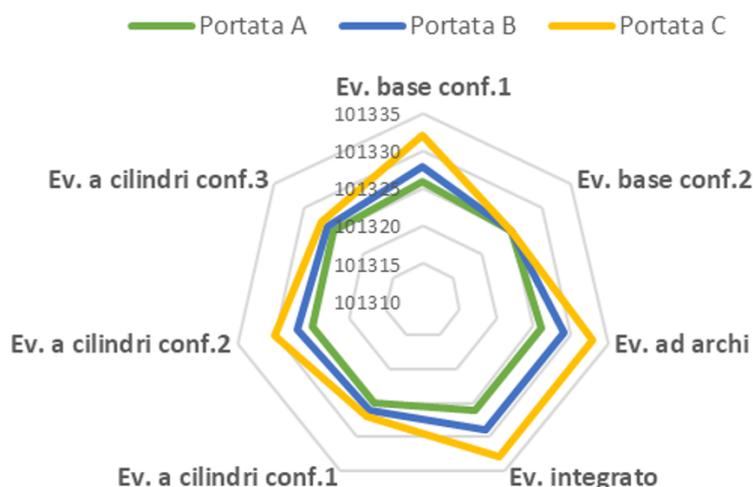


Figura 7.24: Comparazione tra i dati delle pressioni massime del vapore negli evaporatori nelle diverse configurazioni

7.6.2 Analisi del serbatoio liquido

Infine sono state raffrontate le velocità dell'ammoniaca liquida all'interno del serbatoio. In figura 7.25 le velocità del liquido nelle diverse configurazioni e nei tipi di scambiatore

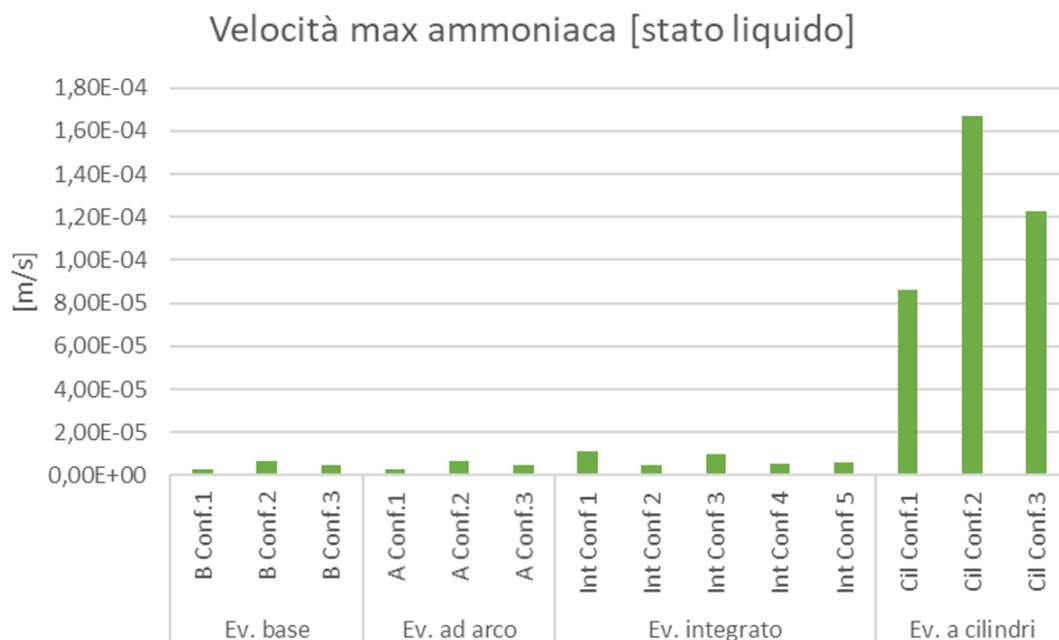


Figura 7.25: Comparazione tra i dati delle velocità del liquido nel serbatoio degli evaporatori nelle diverse configurazioni

studiati sono state messe a confronto in modo del tutto analogo alla comparazione effettuata per le velocità del vapore. Sono state testate molte configurazioni in più rispetto al caso del vapore, poiché la geometria del serbatoio lo permetteva.

L'informazione più rilevante che si può dedurre è che tutti i design di evaporatore sono in linea con quello di riferimento, mentre solo l'evaporatore a cilindri ha valori nettamente superiori. La differenza è innegabilmente importante: si parla di una differenza di un ordine di grandezza, ma se si vanno ad osservare con attenzione i valori di velocità essi sono in generale molto bassi e quindi quasi trascurabili. Pertanto questa differenza non è significativa, pur tenendo conto che ulteriori approfondimenti saranno necessari.

Le pressioni, come discusso per i singoli casi, si sono mantenute costanti e di conseguenza hanno tutte la stessa differenza pari a zero; ciò potrebbe indicare che siamo in presenza di perdite di carico nulle (o molto limitate) per quanto riguarda il serbatoio di ammoniaca liquida.

Capitolo 8

Analisi strutturale

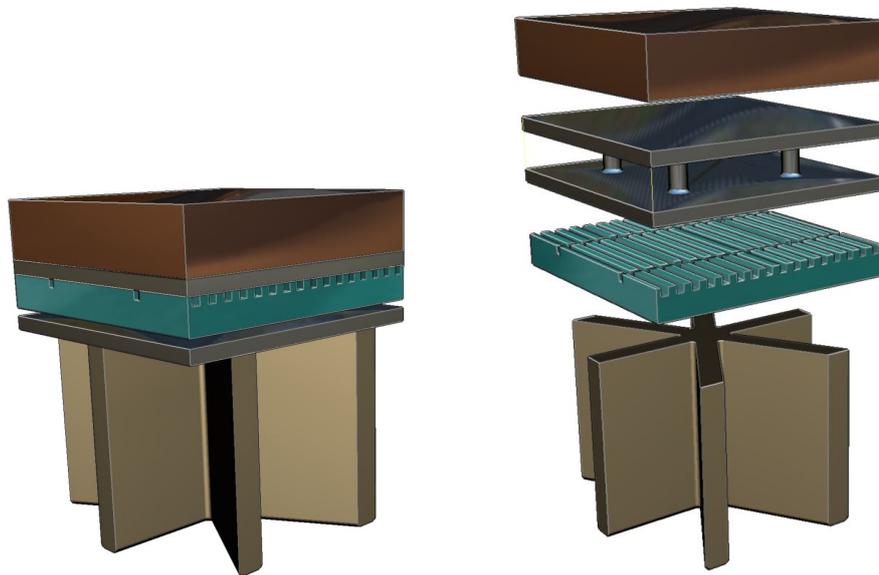


Figura 8.1: Integrazione dello scambiatore base nel guscio: sono visibili i vari componenti sia nell'assieme (sinistra) che nell'esploso (destra)

Lo scopo di questo capitolo è di verificare il comportamento strutturale dello scambiatore per poterlo successivamente integrare nel guscio della sonda per esplorazioni su Venere. L'integrazione dell'evaporatore nel guscio conferisce notevoli vantaggi, ma è anche una sfida ingegneristica impegnativa. Su Venere sono presenti 92 bar di pressione atmosferica che equivalgono a 9,2 MPa e la temperatura è oltre 450°C ed è quindi necessario un sistema molto resistente, efficiente ed affidabile.

Le componenti di base che andranno a formare il guscio della sonda saranno tre. Il guscio effettivo, l'evaporatore del sistema di controllo termico (composto a sua volta da stoppino poroso e struttura a gusci) e le nervature isogrid. Questi componenti devono integrarsi in

modo da ottenere le migliori prestazioni in termini di riduzione della massa, controllo termico e resistenza strutturale. La figura 8.1 chiarisce il concetto di integrazione: in questo progetto si è partiti con una geometria piana per questioni di semplicità, successivamente dovranno essere sviluppate le configurazioni con geometrie sferiche.

Come si può facile, intuire per poter resistere agli estremi stress è necessario che tutti i vari componenti abbiano le caratteristiche strutturali opportune. Nello studio del dott. Osso-la il guscio esterno della sonda rinforzato con le nervature isogrid è stato dimensionato. In questo lavoro si è analizzata la resistenza strutturale dei quattro diversi evaporatori, confrontandoli tra loro.

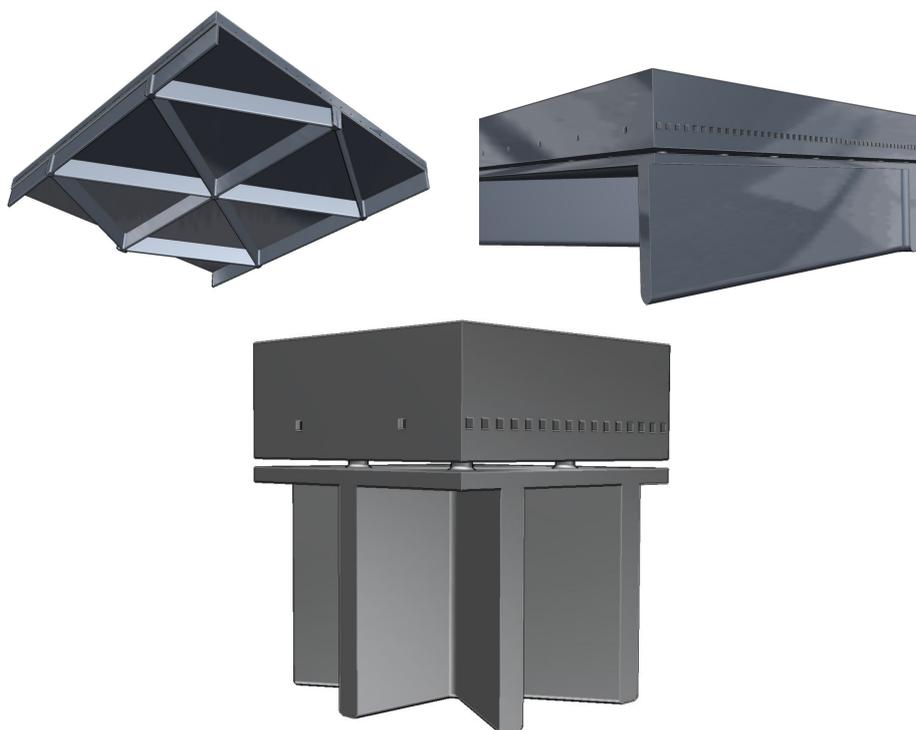


Figura 8.2: Rendering dell'evaporatore base integrato nel guscio in configurazione piana

Se si osserva la figura 8.2 si percepisce che, dal punto di vista strutturale, "il collo di bottiglia" di questo guscio integrato è l'evaporatore, in particolare la parte costituita dalle colonne centrali. Gli stress dovuti alla forte pressione esterna andranno a concentrarsi su questi elementi ed è necessaria una verifica strutturale.

Si procede con uno studio tramite il software Ansys Workbench con il pacchetto *Static Structural*, che permette di creare una mesh dei componenti ed effettuare simulazioni strutturali su di essi. Le condizioni che si andranno a studiare saranno quindi quella della pressione atmosferica esterna e delle pressione atmosferica esterna sommata alla pressione interna del fluido refrigerante, entrambi vincolati in due differenti modalità.

8.1 Condizioni al contorno

L'analisi che si effettuerà prevede molte semplificazioni rispetto ai carichi e ai vincoli a cui sarà sottoposto lo scambiatore. In questo caso si valuterà solo la resistenza alla pressione, senza considerare gli stress termici e altri carichi applicati al momento del lancio verso l'orbita di Venere.

Per poter imporre le condizioni al contorno sono state realizzate opportune mesh, ossia la rappresentazione discreta della geometria e del problema.

8.1.1 La mesh

Le mesh dei modelli di evaporatore sono state realizzate tramite software Ansys: sono stati utilizzati gli elementi esaedrici (HEX). Questi elementi permettono di ottenere ottimi risultati e una discreta adattabilità alla geometria, anche se richiedono maggior risorse computazionali rispetto agli elementi tetraedrici (TET). Per questo motivo la mesh utilizzata ha elementi di dimensione media di 0,25 mm, sotto la quale non è stato possibile scendere per i suddetti problemi di risorse.

8.1.2 Carichi applicati all'evaporatore

I carichi che si prendono in considerazione nelle simulazioni sono quelli dovuti alla pressione atmosferica di Venere. L'atmosfera è molto estrema e ostile alla vita e a qualsiasi oggetto costruito dall'uomo; è quindi necessario verificare i componenti da utilizzare ai picchi massimi di pressione che si raggiungono.

Sono state eseguite due differenti simulazioni con carichi distinti per verificare il comportamento dell'oggetto: la prima simulazione prevede un carico di pressione di 9,2 MPa sulla piastra superiore ed esterna dell'evaporatore, per simulare la pressione atmosferica di Venere; la seconda prevede di applicare il carico dovuto alla pressione esterna, ma combinato a quello della pressione interna dovuta al fluido refrigerante durante il funzionamento, in condizione di massimo carico.

Nel primo caso, dove la pressione di 9,2 MPa è applicata sulla piastra di riscaldamento dell'evaporatore, si verifica il massimo stress possibile per la struttura (1,72 MPa).

Nel secondo caso, dove ci sono sia pressione esterna che pressione interna, la pressione interna è stata applicata per verificare il comportamento dell'evaporatore nella situazione più reale di funzionamento, ossia quando è in funzione e il fluido in pressione circola all'interno del sistema. La pressione interna va a compensare in parte la pressione atmosferica esterna e quindi anche la struttura è meno stressata. La pressione di 1,72 MPa è stata applicata alle superfici interne dell'evaporatore (figura 8.3 nelle immagini a e b), ma non è stata però applicata allo stoppino poroso. Questa decisione è stata presa per valutare lo scenario peggiore: in questo modo si considera il caso in cui le pressioni sullo stoppino siano perfettamente in equilibrio e si compensino, mentre in realtà l'equilibrio non sarebbe perfetto e la restante pressione andrebbe ad aumentare la compensazione della pressione esterna.

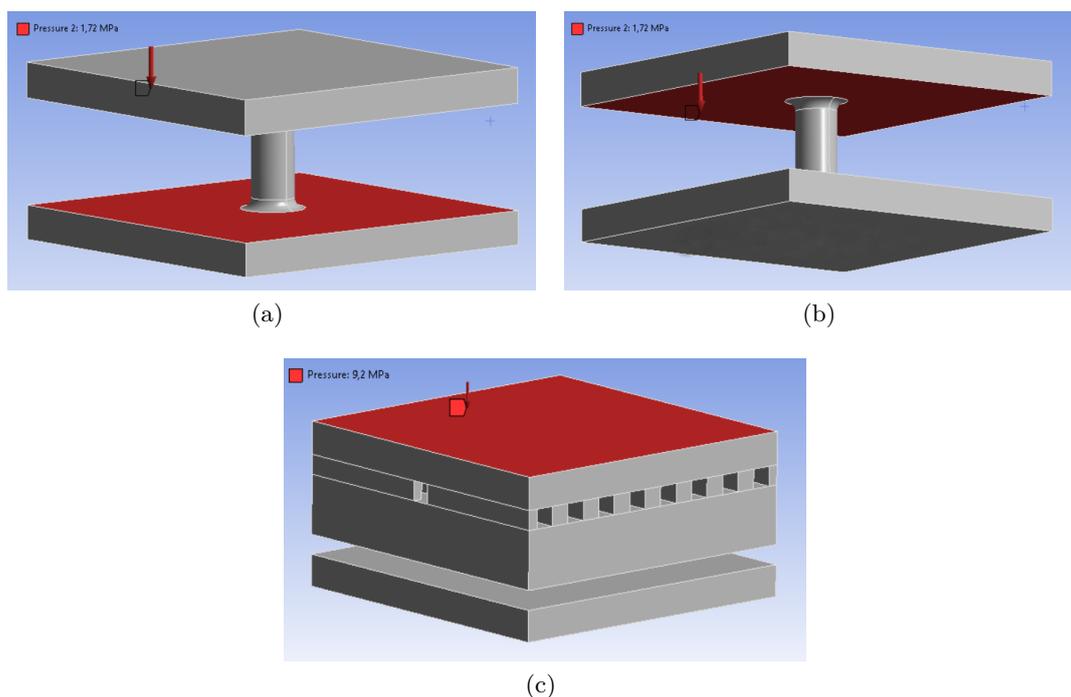


Figura 8.3: Carichi applicati sulla struttura: nelle immagini a) e b) la pressione interna di 1,72 MPa; in figura c) la pressione esterna di 9,2 MPa

8.1.3 Vincoli

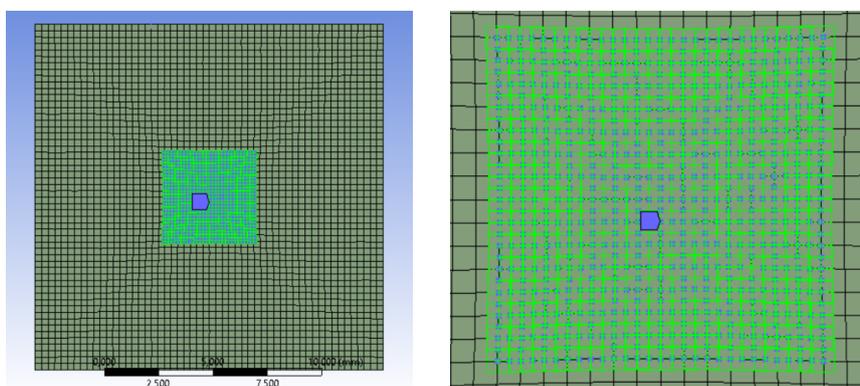


Figura 8.4: Vincolo di incastro di dimensioni 4 mm x 4 mm alla base inferiore dello scambiatore

L'analisi è applicata agli evaporatori che hanno geometria piana. Dato che successivamente sarà necessario utilizzare una geometria sferica, per ottenere dati più realistici è stato deciso di vincolare la base inferiore dell'evaporatore con una superficie di 4 mm x

4 mm, in modo da andare a riprodurre in qualche modo il vincolo che si avrebbe su un modello sferico. Questo incastro permette di simulare al meglio delle nostre possibilità il comportamento dell'evaporatore nel caso sferico. Tuttavia si è verificato che proprio per conformazione geometrica i due evaporatori con il pilastro centrale possono scaricare tutti gli stress sulla base rispetto agli altri evaporatori che hanno una disposizione diversa e più uniforme dei pilastri portanti. Questo porta a un confronto falsato che è pesantemente influenzato dalla posizione e dalla dimensione del vincolo scelto. Per ovviare al problema si sono effettuate simulazioni anche vincolando tutta la superficie della base inferiore.

8.1.4 Materiali

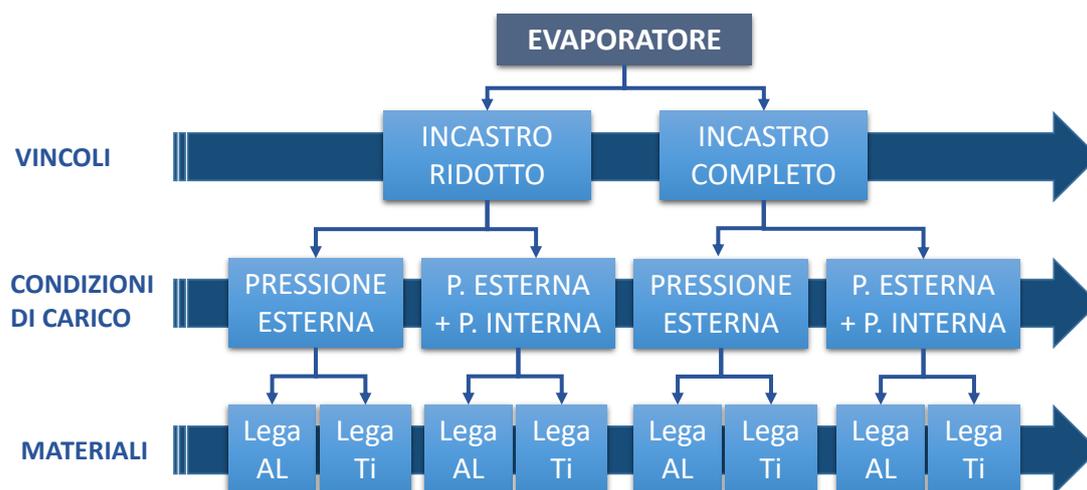
Come illustrato nel capitolo 6, in cui veniva analizzata la massa dei vari design dell'evaporatore, anche in questo caso si è scelto di effettuare le analisi strutturali utilizzando la lega di alluminio (AlSi10Mg) e quella di titanio (Ti-6Al-4V).

I valori della tabella 8.1, per quanto riguarda i materiali 100% solido sono stati acquisiti dal database di Ansys nella sezione dei materiali utilizzati in additive manufacturing. I valori della lega porosa di alluminio provengono dallo studio del dott. Ossola¹ in quanto il materiale utilizzato ha una ben definita porosità che va a modificare le caratteristiche del materiale stesso, studiato nei laboratori del JPL. Infine per quanto riguarda le caratteristiche della lega porosa di titanio, poiché non erano presenti in alcun database i valori relativi ad essa, è stato deciso di utilizzare valori proporzionali a quelli della lega di alluminio.

Tabella 8.1: Proprietà delle leghe AlSi10Mg e Ti-6Al-4V

Materiali	Densità (kg/m^3)	Modulo di Young (GPa)	Poisson	Yeld strength (MPa)
AlSi10Mg	2670	76,6	0,33	251
AlSi10Mg Poroso	2029	6,2	0,33	47
Ti-6Al-4V	4405	107	0,328	1098
Ti-6Al-4V Poroso	3347	9	0,328	206

L'analisi strutturale dei quattro tipi di evaporatore è stata eseguita secondo il seguente schema: per ogni evaporatore (base, ad archi, ad archi integrato, a cilindri) si è valutata la casistica ad incastro completo e ad incastro ridotto. Per ogni tipologia di incastro si è analizzato il caso con solo pressione esterna e quello con pressione esterna e interna. Per entrambi le condizioni di carico, infine, si sono confrontati i due materiali: AlSi10Mg e Ti-6Al-4V.



8.2 Analisi strutturale dell'evaporatore base

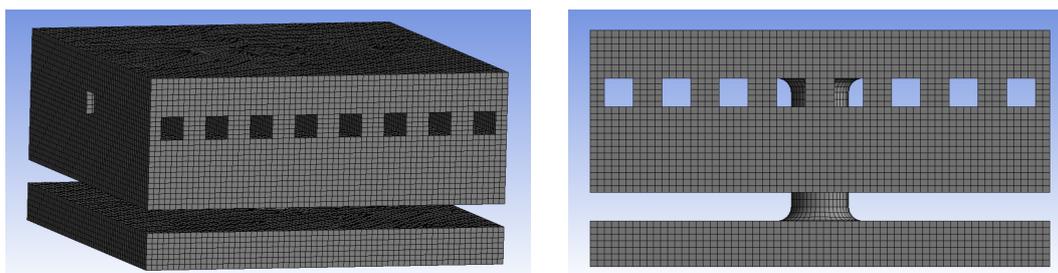


Figura 8.5: Mesh dell'evaporatore base

Lo studio è iniziato dall'evaporatore base, la prima geometria ottenuta. I risultati di questa analisi sono stati poi presi come riferimento, in modo da poter confrontare le altre geometrie.

L'obiettivo è stato quindi misurare le capacità strutturali e verificare se questo evaporatore fosse in grado di sostenere sia la pressione di 9,2 MPa, sia quella combinata con la

pressione interna di 1,72 MPa. Queste due condizioni sono state poi testate con le due leghe adatte all'AM. La simulazione è stata effettuata utilizzando due vincoli differenti alla base: uno di area 4 mm x 4 mm e l'altro con tutta la superficie della base.

Come prima cosa è stata creata la mesh dell'evaporatore base: sono stati utilizzati elementi HEX di dimensione 0,25 mm. Ottenere una mesh più fitta sarebbe stato utile, ma purtroppo il limite è stato di tipo hardware e non è stato possibile.

Nello studio si volevano verificare diversi fattori, quindi sul solver di Ansys sono stati impostati come dati di input la deformazione dell'evaporatore, lo stress equivalente (Von Mises) e gli stress principali.

8.2.1 Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore base

Nelle figure 8.6, 8.7, 8.8, 8.9 sono presentati i risultati delle analisi effettuate con software Ansys. Nelle quattro immagini vengono proposti i risultati per quanto riguarda la deformazione (colonna di sinistra), gli stress equivalenti (colona centrale) e gli stress principali massimi (colonna di destra).

Nelle immagini in cui sono mostrate le deformazioni si vede che la massima deformazione (in rosso) è individuata nelle aree più esterne della parte superiore dello scambiatore, mentre nella zona centrale, dove è presente il pilastro, si hanno deformazioni di minor entità. Nei casi con pressione interna sommata, le piastra inferiore ha qualche deformazione.

Gli stress equivalenti si possono osservare nella colonna b e si nota come essi si concentrino lungo il pilastro centrale. Questo infatti è l'elemento strutturale dell'evaporatore ed è anche il "collo di bottiglia" al quale bisogna prestare particolare attenzione.

Tabella 8.2: Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore base

Evaporatore base				
Materiale	Pressione esterna		Pressione esterna + interna	
	AlSi10Mg	Ti-6Al-4V	AlSi10Mg	Ti-6Al-4V
Eq. Stress (MPa)	687	1093	547	896
CS	0,37	1,00	0,46	1,23
Def (mm)	0,21	0,077	0,15	0,063
Stress principali				
Max (MPa)	279	433	263	352
Min (MPa)	-299	-213	-236	-183

Queste soluzioni sono valide per entrambi i casi di vincolo che sono stati presentati: per la geometria dell'evaporatore non c'è alcuna differenza tra applicare un vincolo centrale di 4 mm x 4 mm e applicarne uno con area pari a quella della base. Gli stress vengono distribuiti totalmente sulla colonna centrale in entrambi i casi e quindi il vincolo non influisce sui risultati.

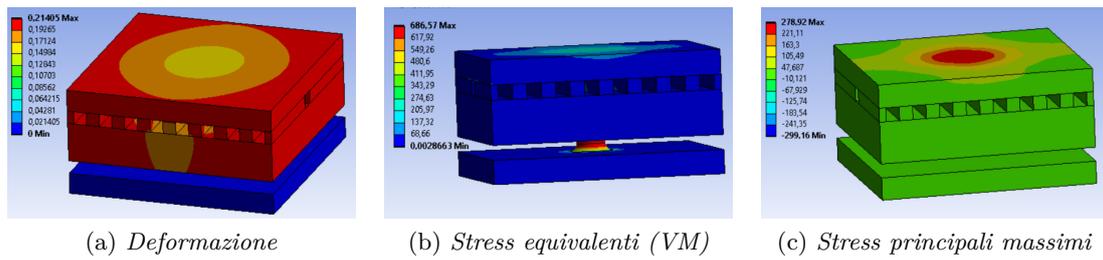


Figura 8.6: Evaporatore base in AlSi10Mg con carico di pressione esterna

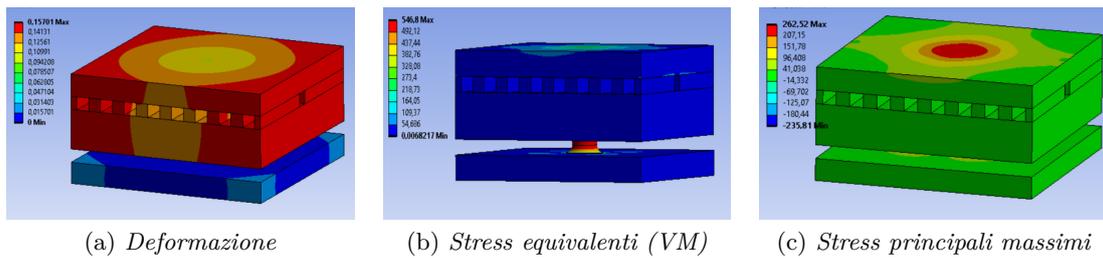


Figura 8.7: Evaporatore Base in AlSi10Mg con carico di pressione esterna + pressione interna

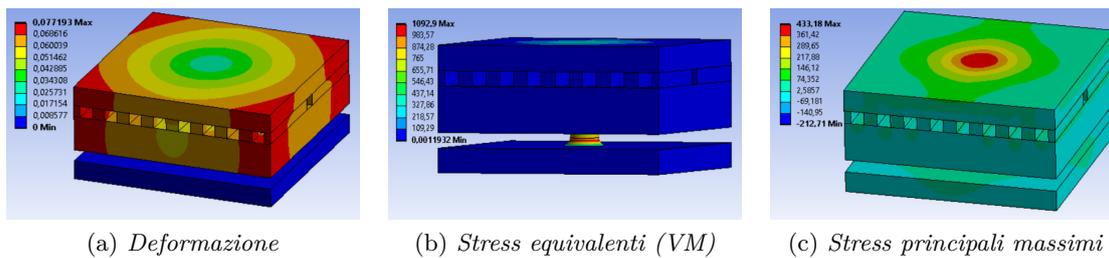


Figura 8.8: Evaporatore Base in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna

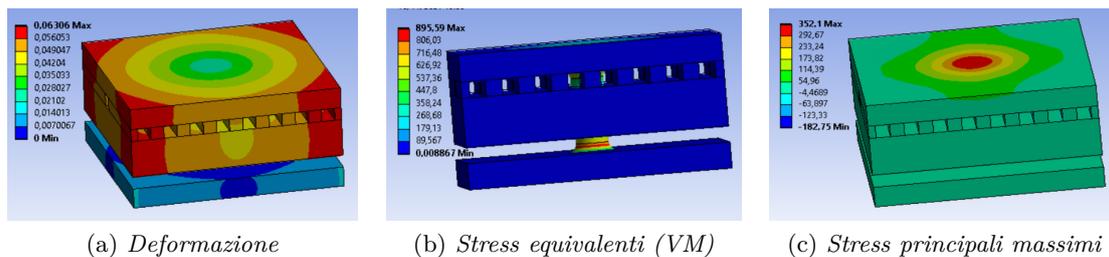


Figura 8.9: Evaporatore Base in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna + pressione interna

Nella tabella 8.2 sono raccolti i risultati delle analisi: i dati fanno riferimento alle figure appena indicate.

In tabella viene mostrato il coefficiente di sicurezza (CS). Come possiamo vedere l'evaporatore base in lega di alluminio con la sola pressione esterna applicata è quello con CS più basso e deformazione massima maggiore. Implementando anche la pressione interna dovuta al fluido refrigerante, il CS passa da 0,37 a 0,46, che è un salto discreto; in entrambi i casi la struttura cede sotto il carico, mentre la deformazione si riduce di circa il 25%.

L'evaporatore in lega di titanio, come prevedibile, ha invece un coefficiente di sicurezza superiore a quello in alluminio e anche la deformazione è di molto inferiore. Importante notare che la stessa struttura fabbricata in titanio non collassa (anche se è al limite nel primo caso). Il titanio ha altresì un miglioramento significativo nel caso di pressione interna sommata alla pressione esterna, arrivando ad un CS di 1,23. Sicuramente questi coefficienti di sicurezza dell'evaporatore base non sono sufficienti, poiché per un'applicazione spaziale devono essere superiori almeno a 1,4.

In linea con i dati precedenti anche gli stress principali si riducono leggermente implementando la pressione interna: ovviamente gli stress nel titanio sono superiori a quelli dell'alluminio, perché il modulo di Young è superiore.

8.3 Analisi strutturale dell'evaporatore ad archi

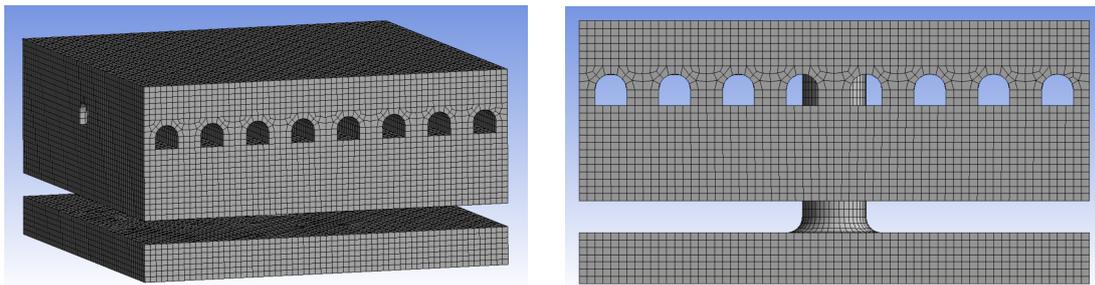


Figura 8.10: Mesh dell'evaporatore ad archi

L'evaporatore ad archi è un design che è stato studiato per migliorare le caratteristiche strutturali, andando a modificare la geometria a spigolo vivo mediante un raccordo che va a formare un arco. L'arco serve a ridurre gli stress localizzati negli spigoli vivi e a evitare la enucleazione di cricche. Il design rimane molto simile all'evaporatore base e i miglioramenti dal punto di vista strutturale sono limitati, in quanto il pilastrino centrale è sempre quello che va ad essere caricato.

Anche per quanto riguarda questo evaporatore la mesh ha utilizzato degli elementi HEX con dimensione di 0,25 mm.

Nell'analisi è stato verificato l'evaporatore sia con carico di sola pressione esterna che di pressione esterna sommata alla pressione interna. Per quanto riguarda i vincoli, come nel caso dell'evaporatore base, non è presente alcuna differenza tra l'incastro di un'area di 4 mm x 4 mm e l'intera superficie della base. In entrambi i casi i valori sono uguali e quindi

ci si riferirà a questi valori a prescindere dal tipo di vincolo: incastro ridotto (area 4 mm x 4 mm), incastro completo (l'area totale).

8.3.1 Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore ad archi

Nella tabella 8.3 sono presenti i risultati dell'analisi strutturale nei diversi casi di carico, di vincolo e di materiali.

L'evaporatore ad archi ottiene risultati simili all'evaporatore base. Se guardiamo quelli in lega di alluminio si nota che anche in questo caso c'è stato un miglioramento, passando da un CS di 0,36 ad uno di 0,46, quando si considera anche la pressione interna; lo stesso avviene andando a vedere la lega di titanio. Questo perché la pressione interna, in parte, compensa la pressione esterna andando a ridurre gli stress. Come si vede nelle figure 8.11, 8.12, 8.13 e 8.14 nella colonna b, gli stress equivalenti sono concentrati tutti nel pilastro centrale, come avveniva anche nel caso precedente.

Le deformazioni (nelle figure nella colonna sinistra) dovute agli stress sono massime per l'evaporatore in alluminio sottoposto alla sola pressione esterna e si riducono quando si va a sommare la pressione interna come avviene per lo stress equivalente. Nel caso della lega di titanio le deformazioni sono molto più contenute. Anche gli stress principali hanno un trend simile a quello degli stress equivalenti.

I dati ottenuti dalle simulazioni mostrano un andamento coerente e in linea con quelli dell'evaporatore base. Ad un primo rapido confronto notiamo che i valori dei due evaporatori non si distaccano molto, anzi, in qualche caso sono uguali. Questo significa che la prima modifica applicata all'evaporatore base non ha avuto un significativo impatto dal punto di vista strutturale, anche se la presenza di raccordi rimane comunque utile a prevenire la enucleazione di cricche.

Tabella 8.3: Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore ad archi

Evaporatore ad archi				
Materiale	Pressione esterna		Pressione esterna + interna	
	AlSi10Mg	Ti-6Al-4V	AlSi10Mg	Ti-6Al-4V
Eq. Stress (MPa)	688	1061	544	856
CS	0,36	1,03	0,46	1,28
Def (mm)	0,2	0,071	0,15	0,058
Stress principali				
Max (MPa)	272	436	259	355
Min (MPa)	-301	-434	-246	-354

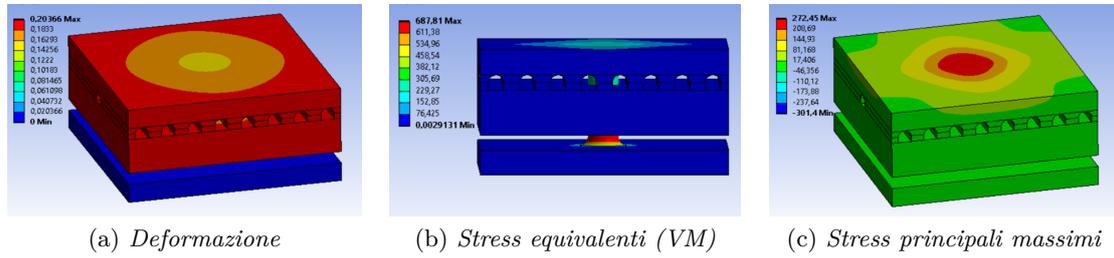


Figura 8.11: Evaporatore ad archi in AlSi10Mg con carico di pressione esterna

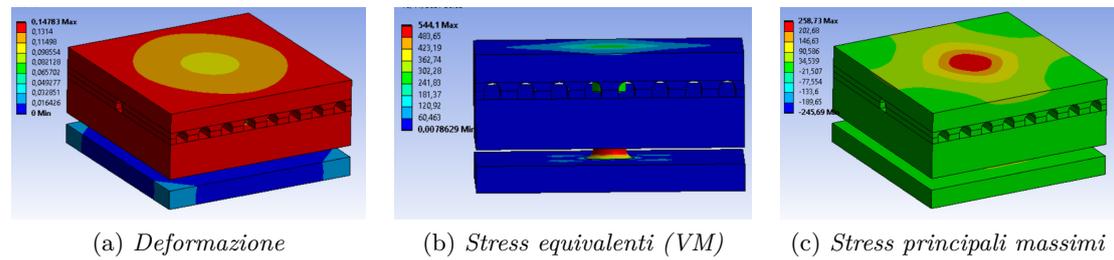


Figura 8.12: Evaporatore ad archi in AlSi10Mg con carico di pressione esterna + pressione interna

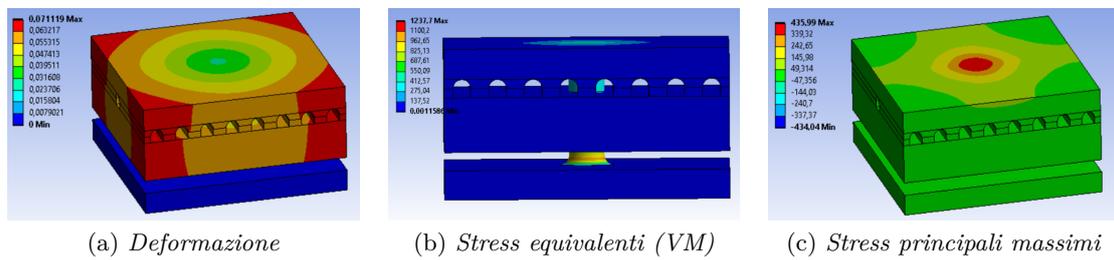


Figura 8.13: Evaporatore ad archi in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna

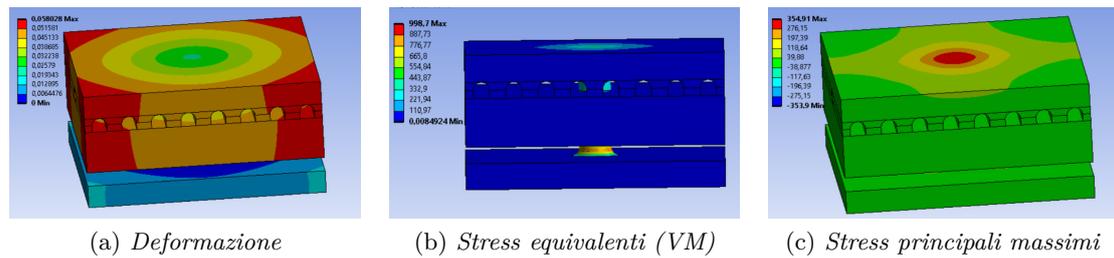


Figura 8.14: Evaporatore ad archi in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna + pressione interna

8.4 Analisi dell'evaporatore con struttura integrata

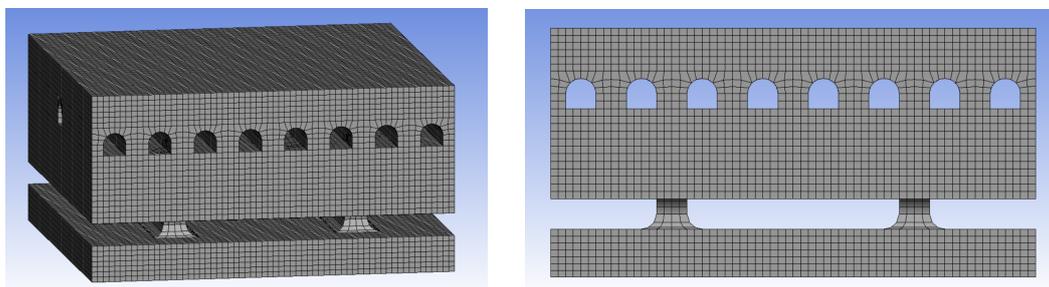


Figura 8.15: Mesh dell'evaporatore ad archi integrato

Il terzo design che è stato analizzato è l'evaporatore ad archi integrato, studiato per eliminare il pilastro centrale e migliorare il flusso di vapore, l'uscita della polvere metallica (durante la fabbricazione) e la resistenza strutturale. Gli archi sono stati ripresi dalla configurazione precedente e hanno la stessa funzione: ripartire meglio il carico e evitare la enucleazione di cricche negli spigoli vivi.

La mesh che è stata utilizzata è formata da elementi HEX, con una dimensione media di 0,25 mm, visibile nella figura 8.15.

Le configurazioni di carico e vincolo studiate in questo evaporatore sono otto. Sono infatti state testate tutte le combinazioni possibile precedentemente discusse: vincolo ad incastro ridotto (4 mm x 4mm), ad incastro completo (tutta la superficie), pressione di carico esterna, pressione di carico esterna combinata con la pressione interna. La pressione esterna applicata sulla superficie del guscio superiore è di 9,2 MPa, mentre la pressione interna è di 1,72 MPa.

Per quanto riguarda i vincoli di incastro, in questo caso sono state simulate sia le condizioni di incastro ridotto che di incastro completo, perché la posizione dei pilastri strutturali non è centrale e questo va a modificare il comportamento della struttura. Il vincolo ridotto potrebbe andare ad influenzare negativamente i risultati facendo apparire meno resistente l'evaporatore. Sono stati quindi confrontati i risultati in modo da verificare l'influenza del vincolo.

8.4.1 Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore ad archi integrato

Nelle tabelle 8.4 e 8.5 sono riassunti i risultati delle simulazioni eseguite. Sono presenti due tabelle, poiché sono indicati i risultati nel caso di incastro ridotto (tab. 8.4) e i risultati nel caso con vincolo completo (tab. 8.5).

L'evaporatore ad archi con struttura integrata mostra, come è ragionevole aspettarsi, che l'alluminio ha il CS più basso: il miglioramento con l'implementazione della pressione interna si è verificato anche se in maniera meno marcata di quanto visto in precedenza. Il CS infatti si incrementa di poco arrivando solo a 0,87. Questo comportamento potrebbe essere realistico, dato che l'evaporatore ha una maggior rigidità strutturale dovuta

ai quattro pilastri che possono andare a ridurre l'impatto positivo dato dalla pressione interna. Una spiegazione alternativa può essere ritrovata nella problematica legata alle dimensioni della mesh e dovrà comunque essere indagata maggiormente.

La struttura in alluminio anche in questo caso collassa sotto entrambi i carichi, ma il miglioramento è molto significativo rispetto alle strutture analizzate in precedenza e il coefficiente di sicurezza dell'alluminio raddoppia quasi, passando dal massimo ottenuto dall'evaporatore ad archi (0,46) a 0,87. Il miglioramento è sicuramente dovuto alla presenza dei pilastri centrali che ripartiscono il carico in modo uniforme, avendo più materiale rispetto al caso del solo pilastro centrale. Infine gli stress principali sono inferiori ai casi analizzati in precedenza e nel caso di incastro completo si riducono ulteriormente.

Tabella 8.4: Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore ad archi con struttura integrata con incastro ridotto (4 mm x 4 mm)

Evaporatore integrato, incastro ridotto (4 mm x 4 mm)				
Materiale	Pressione esterna		Pressione esterna + interna	
	AlSi10Mg	Ti-6Al-4V	AlSi10Mg	Ti-6Al-4V
Eq. Stress (MPa)	300	640	288	560
CS	0,84	1,72	0,87	1,96
Def (mm)	0,019	0,014	0,021	0,014
Stress principali				
Max (MPa)	189	254	185	271
Min (MPa)	-250	-396	-275	-427

Tabella 8.5: Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore ad archi con struttura integrata con incastro completo

Evaporatore integrato, incastro completo				
Materiale	Pressione esterna		Pressione esterna + interna	
	AlSi10Mg	Ti-6Al-4V	AlSi10Mg	Ti-6Al-4V
Eq. Stress (MPa)	300	331	287	298
CS	0,84	3,32	0,87	3,68
Def (mm)	0,0153	0,0108	0,0137	0,0097
Stress principali				
Max (MPa)	162	161	146	146
Min (MPa)	-73	-74	-67	-68

La deformazione si è ridotta di un ordine di grandezza rispetto agli evaporatori più canonici. Si passa ad esempio da 0,21 mm di deformazione per l'evaporatore base in alluminio a 0,019 mm dell'evaporatore ad archi integrato: sicuramente questo è un dato

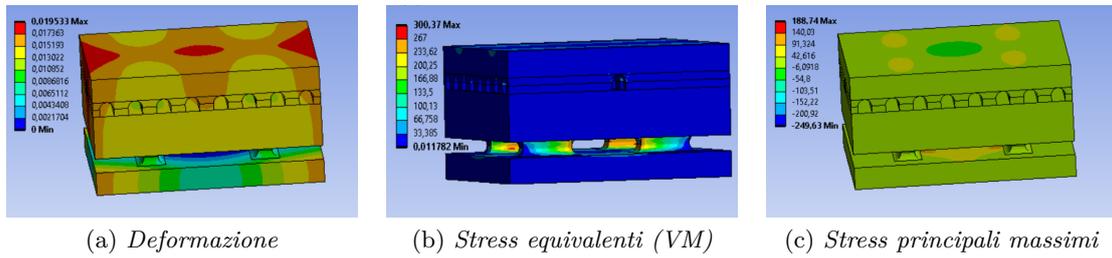


Figura 8.16: Evaporatore ad archi con struttura integrata in AlSi10Mg con carico di pressione esterna e incastro ridotto

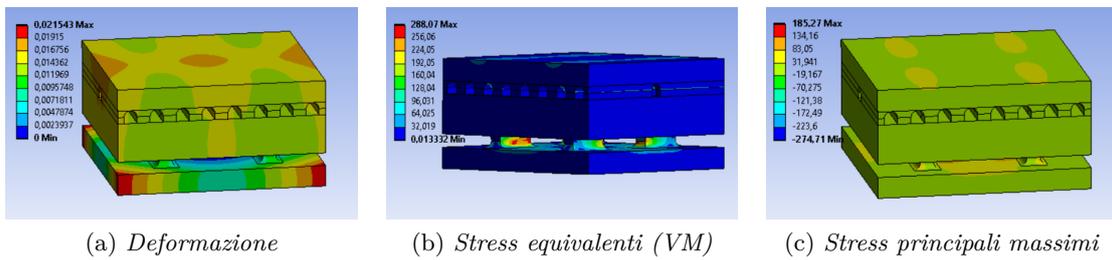


Figura 8.17: Evaporatore ad archi con struttura integrata in AlSi10Mg con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro ridotto

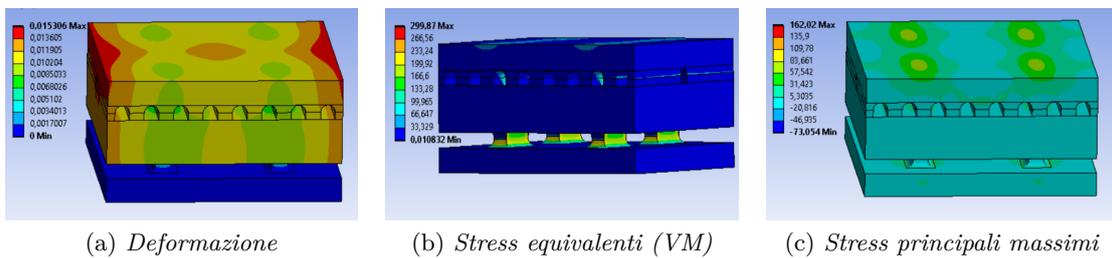


Figura 8.18: Evaporatore ad archi con struttura integrata in AlSi10Mg con carico di pressione esterna e incastro completo

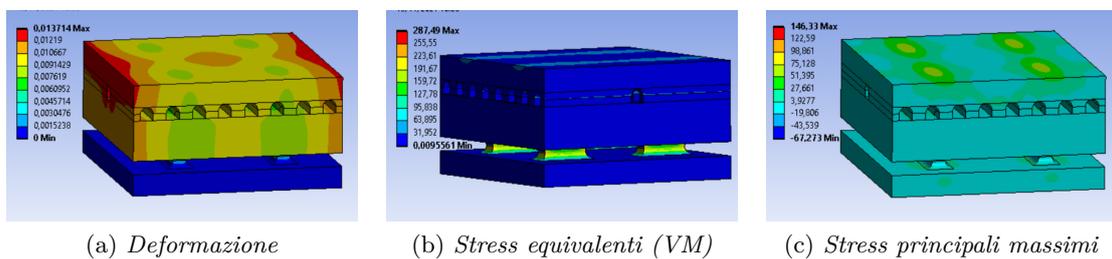


Figura 8.19: Evaporatore ad archi con struttura integrata in AlSi10Mg con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro completo

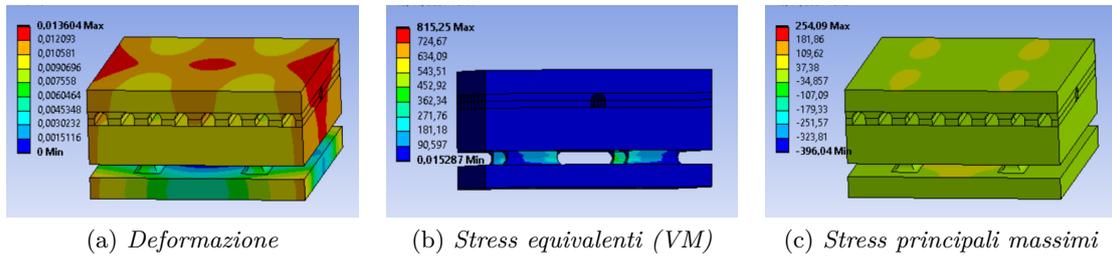


Figura 8.20: Evaporatore ad archi con struttura integrata in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna e incastro ridotto

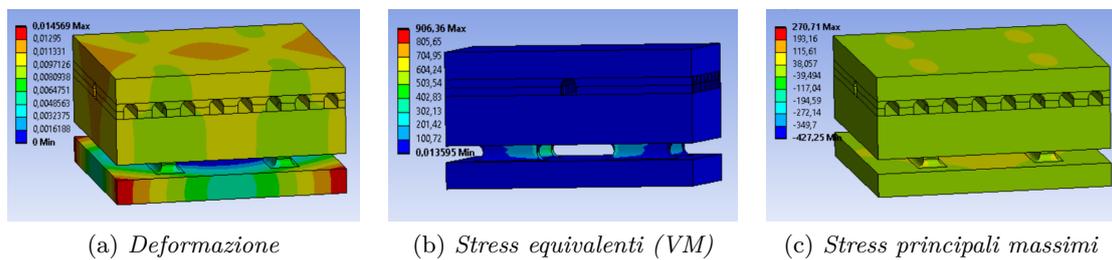


Figura 8.21: Evaporatore ad archi con struttura integrata in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro ridotto

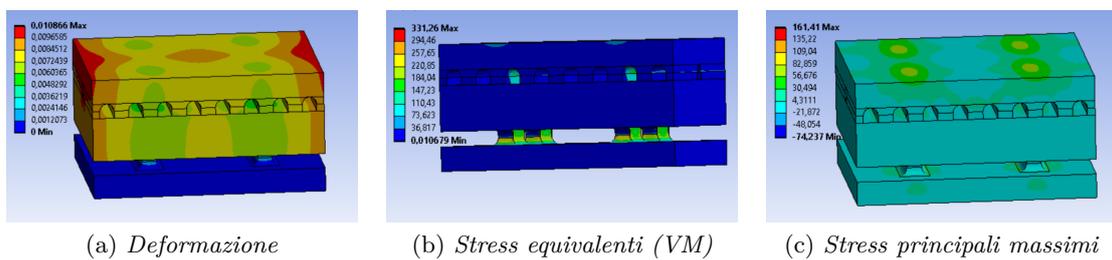


Figura 8.22: Evaporatore ad archi con struttura integrata in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna e incastro completo

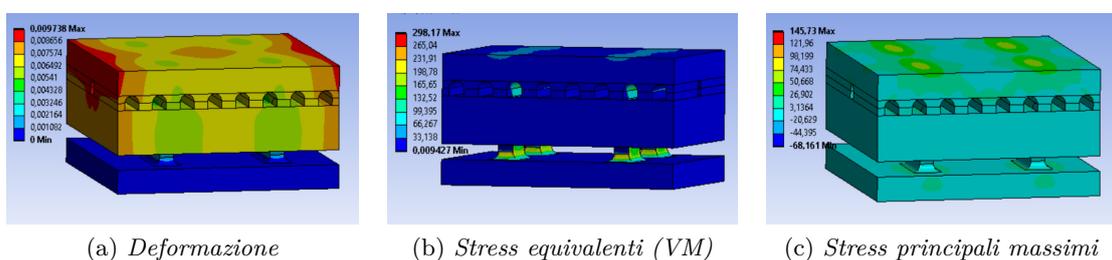


Figura 8.23: Evaporatore ad archi con struttura integrata in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro completo

positivo. Questa riduzione della deformazione può essere ricondotta sempre alla presenza dei quattro pilastri: la deformazione massima si ha alla distanza massima dal vincolo (in questo caso il pilastro centrale), diminuendo quindi la distanza (dato che è stato quadruplicato il numero di pilastri), la freccia diminuisce.

Nelle figure 8.16, 8.17, 8.18 e 8.19 sono rappresentate le deformazioni, gli stress equivalenti e gli stress principali dell'evaporatore in lega di alluminio, mentre nelle figure 8.20, 8.21, 8.22 e 8.23 sono rappresentate gli stessi dati, ma riferiti alla lega di titanio. Da qui si nota come i valori di deformazione massima siano localizzati in aree limitate sia nell'alluminio che nel titanio rispetto agli altri design di evaporatore: questo è indice di una generale maggior rigidità strutturale.

8.5 Analisi dell'evaporatore a cilindri

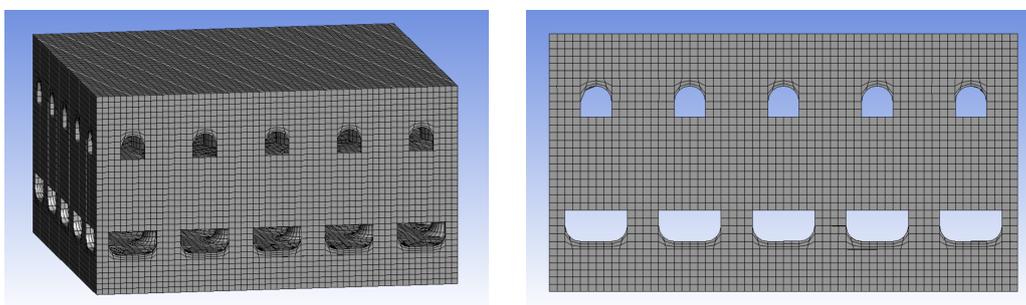


Figura 8.24: Mesh dell'evaporatore a cilindri

L'evaporatore a cilindri è l'ultimo design testato in questo lavoro. L'evaporatore ha un alto numero di pilastri che dovrebbero giovare alla rigidità strutturale. Per far sì che la geometria fosse simmetrica si è modellato l'evaporatore con base 16,5 mm x 16,5 mm e successivamente la base è stata tagliata ottenendo un'area di 15 mm x 15 mm.

La mesh dell'evaporatore è stata ottenuta anch'essa tramite software Ansys ed è costituita da elementi HEX di dimensioni medie di 0,25 mm. La mesh è realizzata con le stesse linee guida delle mesh delle precedenti geometrie, in modo da poter fornire i risultati in linea con gli altri evaporatori.

In modo del tutto analogo all'evaporatore ad archi con struttura integrata, sono state effettuate simulazioni con incastro ridotto (area 4 mm x 4 mm) e simulazioni con incastro completo (area totale della superficie della base), perché il vincolo influenza negativamente. Le configurazioni di carico sono state le seguenti: pressione esterna 9,2 MPa e pressione esterna combinata alla pressione interna 1,72 MPa. Si sono quindi simulate otto differenti configurazioni, effettuandole per entrambe le leghe metalliche.

8.5.1 Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore a cilindri

Nelle tabelle 8.6 e 8.7 sono presenti i risultati delle simulazioni effettuate sull'evaporatore a cilindri. Nella prima tabella ci sono i dati che riguardano il caso di incastro ridotto,

mentre nella seconda tabella ci sono i risultati del caso di incastro completo.

Tabella 8.6: Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore a cilindri con incastro ridotto (4 mm x 4 mm)

Evaporatore a cilindri, incastro ridotto (4 mm x 4 mm)				
Materiale	Pressione esterna		Pressione esterna + interna	
	AlSi10Mg	Ti-6Al-4V	AlSi10Mg	Ti-6Al-4V
Eq. Stress (MPa)	249	355	235	326
CS	1,01	3,10	1,07	3,37
Def (mm)	0,014	0,01	0,013	0,0096
Stress principali				
Max (MPa)	113	114	132	133
Min (MPa)	-126	-134	-126	-134

Tabella 8.7: Risultati dell'analisi strutturale dell'evaporatore a cilindri con incastro completo

Evaporatore a cilindri, incastro completo				
Materiale	Pressione esterna		Pressione esterna + interna	
	AlSi10Mg	Ti-6Al-4V	AlSi10Mg	Ti-6Al-4V
Eq. Stress (MPa)	189	189	154	154
CS	1,33	5,81	1,63	7,13
Def (mm)	0,0066	0,0047	0,0054	0,0039
Stress principali				
Max (MPa)	46	47	39	40
Min (MPa)	-37	-36	-29	-29

Partendo dai valori dell'evaporatore in lega di alluminio (AlSi10Mg), si nota subito che il coefficiente di sicurezza nel caso peggiore, ossia solo con pressione esterna, è maggiore di 1. Questo implica che l'evaporatore non collassa sotto il peso della pressione esterna: certamente non c'è il margine di sicurezza necessario per accettare il componente, però il miglioramento è significativo. Il caso di pressione esterna sommato alla pressione interna porta dei miglioramenti, ma non così elevati come per i primi due evaporatori: il comportamento si allinea a quello dell'evaporatore ad archi a struttura integrata. Questo andamento, come nel precedente caso, potrebbe essere dovuto alla presenza di un maggior numero di elementi verticali nella struttura portante.

Se poi si guarda alla tabella 8.7 con i valori relativi all'incastro completo, si vede come l'effetto del vincolo sia importante, con un CS di 1,33 nel primo caso di carico e di 1,63 nel secondo, valori che potrebbero iniziare ad essere accettabili nell'ambito aerospaziale.

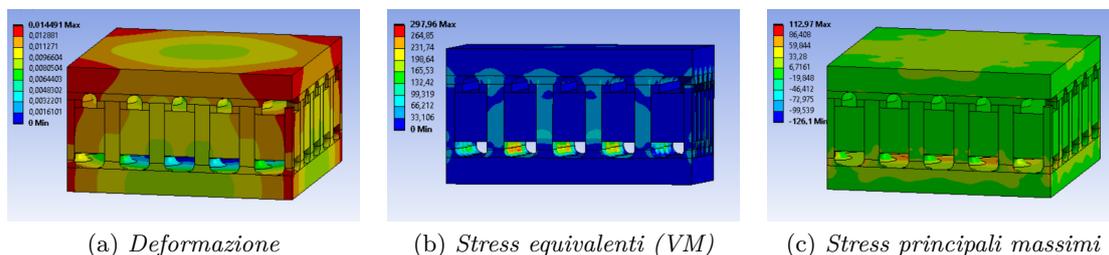


Figura 8.25: Evaporatore a cilindri in AlSi10Mg con carico di pressione esterna e incastro ridotto

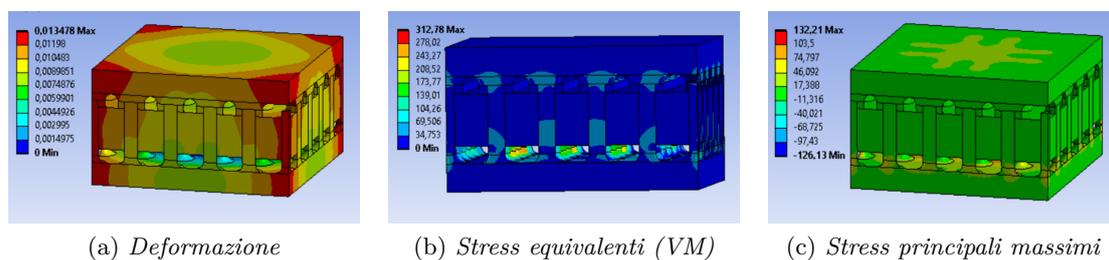


Figura 8.26: Evaporatore a cilindri in AlSi10Mg con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro ridotto

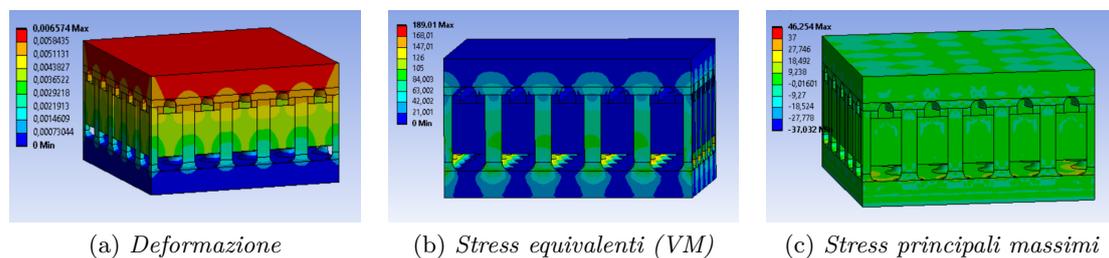


Figura 8.27: Evaporatore a cilindri in AlSi10Mg con carico di pressione esterna e incastro completo

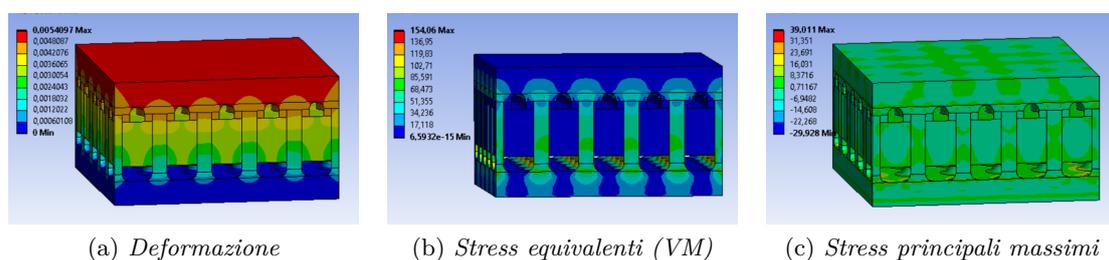


Figura 8.28: Evaporatore a cilindri in AlSi10Mg con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro completo

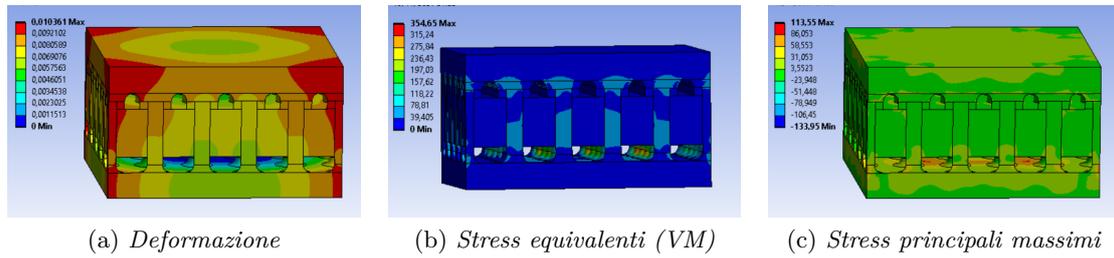


Figura 8.29: Evaporatore a cilindri in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna e incastro ridotto

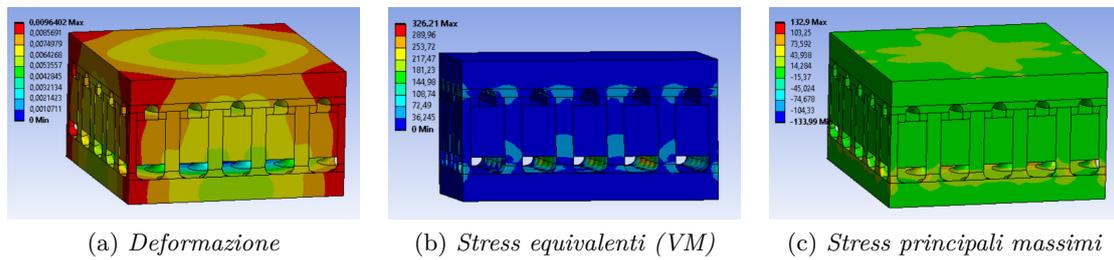


Figura 8.30: Evaporatore a cilindri in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro ridotto

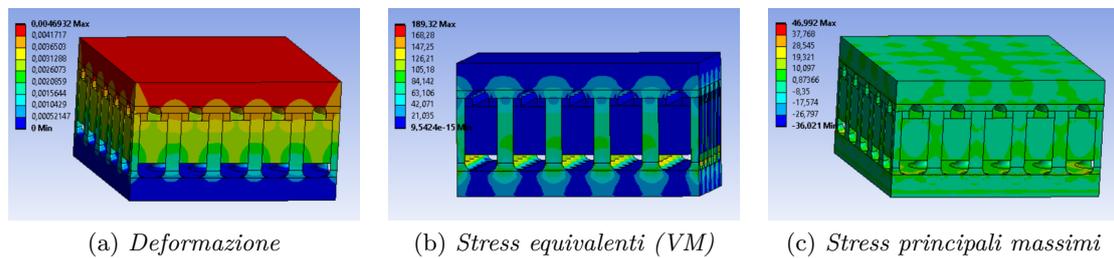


Figura 8.31: Evaporatore a cilindri in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna e incastro completo

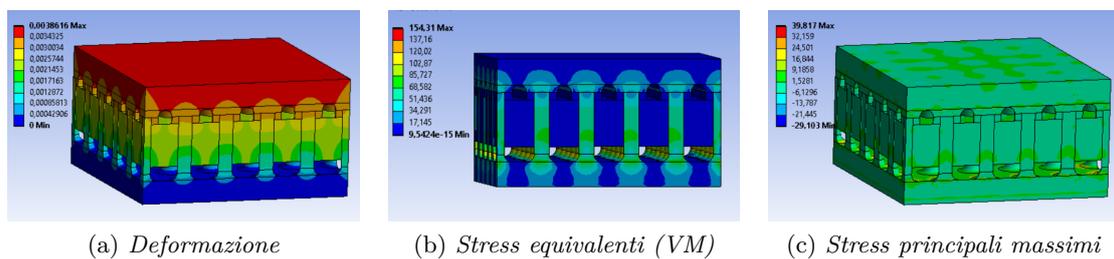


Figura 8.32: Evaporatore a cilindri in Ti-6Al-4V con carico di pressione esterna + pressione interna e incastro completo

I dati dell'evaporatore in lega di titanio (Ti-6Al-4V) sono anch'essi ampiamente accettabili dal punto di vista del coefficiente di sicurezza, con un minimo di 3,10 arrivando, a 5,81 e 7,13 con incastro sull'intera superficie della piastra di base dell'evaporatore. In quest'ultimo caso l'influenza del vincolo è molto evidente.

Le deformazioni sono mediamente molto basse rispetto a tutti gli evaporatori precedenti. Nel caso di vincolo ridotto si hanno deformazioni in linea con i valori dell'evaporatore integrato, ma con incastro completo (il caso migliore dell'evaporatore integrato in termini di deformazione), mentre l'evaporatore a cilindri a incastro completo le riduce di un ordine di grandezza rispetto al vincolo ridotto.

Gli stress principali sono molto inferiori, comparati a quelli di tutti gli evaporatori precedenti e diminuiscono ancora con il vincolo completo.

Sicuramente dal punto di vista strutturale questo evaporatore ha caratteristiche molto superiori agli altri, in particolare all'evaporatore base e a quello ad archi, mentre rispetto all'evaporatore ad archi integrato è solo leggermente migliore.

In figura 8.25, 8.26, 8.27, e 8.28 sono mostrati i risultati delle simulazioni dell'evaporatore in lega di alluminio nelle diverse condizioni discusse, mentre nelle figure 8.29, 8.30, 8.31 e 8.32 quelle per la lega di titanio.

8.6 Conclusioni dell'analisi strutturale

I quattro evaporatori sono stati studiati e confrontati dal punto di vista strutturale e emergono diversi aspetti da discutere. L'evaporatore base è preso come punto di riferimento per fare le valutazioni, infatti è l'evaporatore da cui si è partiti e da cui si cercava di ottenere un miglioramento per effettuare una futura integrazione dell'evaporatore nel guscio. Nelle tabelle 8.8 e 8.9 sono confrontati i risultati ottenuti dai design di evaporatore nei casi studio effettuati: nella prima sono presenti dati con vincolo a incastro ridotto e nella seconda con vincolo di incastro completo.

Emerge subito che il titanio è ovviamente più indicato per tutti i tipi di evaporatore, in quanto il coefficiente di sicurezza in tutti i casi oltrepassa l'unità. La lega di alluminio invece oltrepassa il valore unitario del CS solo nel caso dell'evaporatore a cilindri (in entrambe le condizioni di vincolo), quindi emerge che dal punto di vista di questa applicazione il Ti-6Al-4V è la lega più indicata.

Confrontando i valori di CS, si nota che l'evaporatore ad archi ha valori molto prossimi a quelli dell'evaporatore base: il miglioramento non è apprezzabile e, anche per quanto riguarda la deformazione, il comportamento è lo stesso; sicuramente però l'assenza di spigoli vivi un è dettaglio che lo fa preferire all'evaporatore base.

L'evaporatore integrato, invece, compie un salto importante in termini di CS rispetto all'evaporatore base e, soprattutto per quel che riguarda il titanio, le prestazioni sono buone con incastro ridotto e ottime con incastro completo.

Tabella 8.8: Comparazione dei risultati dell'analisi degli evaporatori con incastro ridotto: Esterna indica il caso di carico con solo pressione esterna; Interna indica il caso di carico con pressione interna sommata a quella esterna; Al e Ti indicano rispettivamente l'AlSi10Mg e il Ti-6Al-4V

	Evaporatore base		Evaporatore ad archi		Evaporatore integrato		Evaporatore a cilindri										
	Esterna	Interna	Esterna	Interna	Esterna	Interna	Esterna	Interna									
Materiale	Al	Ti	Al	Ti	Al	Ti	Al	Ti									
Eq. Stress (MPa)	687	1093	547	896	688	1061	544	856	300	640	288	560	249	355	235	326	
CS	0,37	1,00	0,46	1,23	0,36	1,03	0,46	1,28	0,84	1,72	0,87	1,96	1,01	3,10	1,07	3,37	
Def (mm)	0,21	0,077	0,15	0,063	0,2	0,071	0,15	0,058	0,019	0,014	0,021	0,014	0,014	0,01	0,013	0,0096	
Stress principali																	
Max (MPa)	279	433	263	352	272	436	259	355	189	254	185	271	113	114	132	133	
Min (MPa)	-299	-213	-236	-183	-301	-434	-246	-354	-250	-396	-275	-427	-126	-134	-126	-134	

Tabella 8.9: Comparazione dei risultati dell'analisi degli evaporatori con incastro completo: i dati sono solo quelli dell'evaporatore integrato e di quello a cilindri, poiché per l'evaporatore base e per quello ad archi si deve far riferimento alla tabella 8.8 anche nel caso di incastro completo

	Evaporatore integrato		Evaporatore a cilindri					
	Esterna	Interna	Esterna	Interna				
Materiale	Al	Ti	Al	Ti				
Eq. Stress (MPa)	300	331	287	298	189	189	154	154
CS	0,84	3,32	0,87	3,68	1,33	5,81	1,63	7,13
Def (mm)	0,0153	0,0108	0,0137	0,0097	0,0066	0,0047	0,0054	0,0039
Stress principali								
Max (MPa)	162	161	146	146	46	47	39	40
Min (MPa)	-73	-74	-67	-68	-37	-36	-29	-29

L'evaporatore a cilindri, infine, è quello che in assoluto si comporta meglio di tutti con un CS maggiore di uno in tutte le condizioni.

Sicuramente è interessante indagare l'influenza dei vincoli sul CS, come si può notare nei grafici in figura 8.33 e 8.34. Nel grafico dell'evaporatore in alluminio si osserva come l'effetto del vincolo sia solo visibile nell'evaporatore a cilindri, in maggior misura nel caso con pressione esterna e interna. Per gli evaporatori in titanio la differenza è presente in modo significativo in particolare per quanto riguarda l'evaporatore ad archi integrato, ma l'impatto rimane alto anche per l'evaporatore a cilindri. Il vincolo quindi in alcuni casi ha un incidenza significativa.

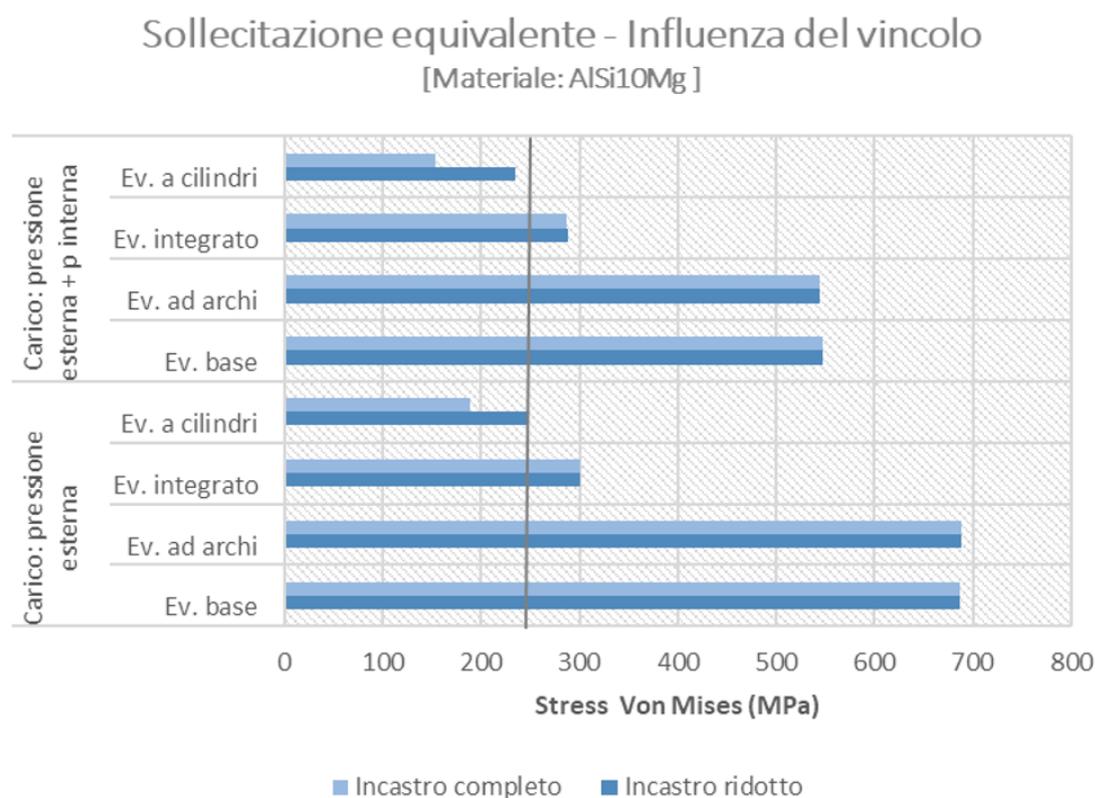


Figura 8.33: Influenza del vincolo negli evaporatori in alluminio

L'incastro centrale ridotto di area 4 mm x 4 mm è quello che si avvicina maggiormente alle condizioni reali di funzionamento. È il caso più indicativo da tenere in considerazione, anche se è necessario uno studio approfondito su una geometria sferica. Modificare il vincolo è servito a verificare quanto in termini assoluti la sua riduzione vada a variare i valori in campo e quale evaporatore sia maggiormente sfavorito. Sicuramente l'evaporatore a cilindri è quello che ha un malus maggiore rispetto agli altri nell'utilizzo di questo tipo di incastro.

Sollecitazione equivalente - Influenza del vincolo [Materiale: Ti-6Al-4V]

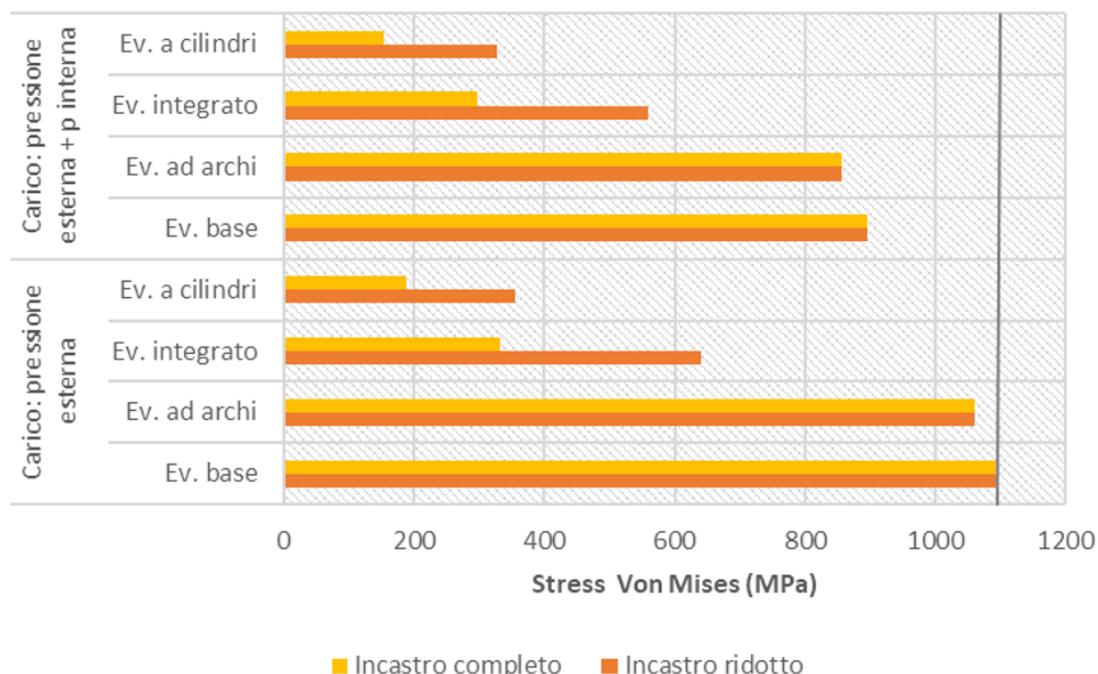


Figura 8.34: Influenza del vincolo negli evaporatori in titanio

In tutti e quattro i grafici è possibile vedere se il CS è maggiore di uno, grazie alla linea grigia che indica il limite di snervamento. Appare ancora più chiara la differenza di coefficiente di sicurezza data dai due materiali utilizzati e dal differente design degli evaporatori.

Anche la pressione interna ha un'influenza sugli stress equivalenti dei diversi evaporatori messi a confronto nel grafico in figura 8.35. La linea grigia indica il limite di snervamento del materiale come nei grafici precedenti. L'effetto della pressione interna è maggiore per le prime due geometrie, mentre si riduce nell'evaporatore integrato e in quello a cilindri. Questo significa che in condizioni operative gli stress massimi sulla struttura si riducono in modo abbastanza significativo.

Nei grafici nelle figure 8.36 e 8.37, infine, si può osservare il dato sugli stress principali.

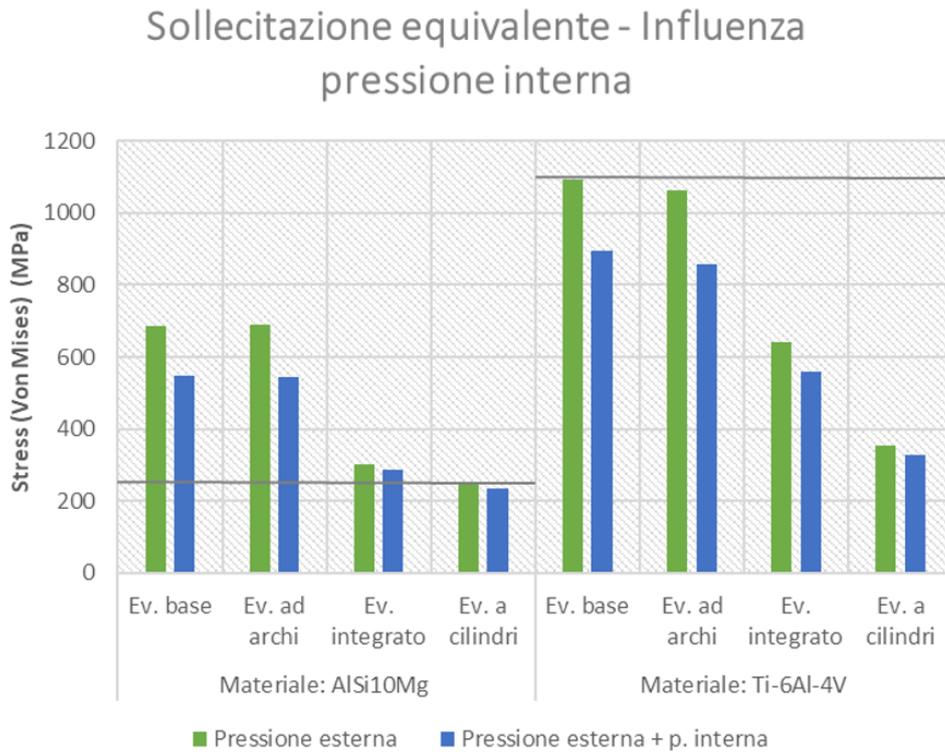


Figura 8.35: Influenza della pressione interna negli evaporatori in alluminio e in titanio

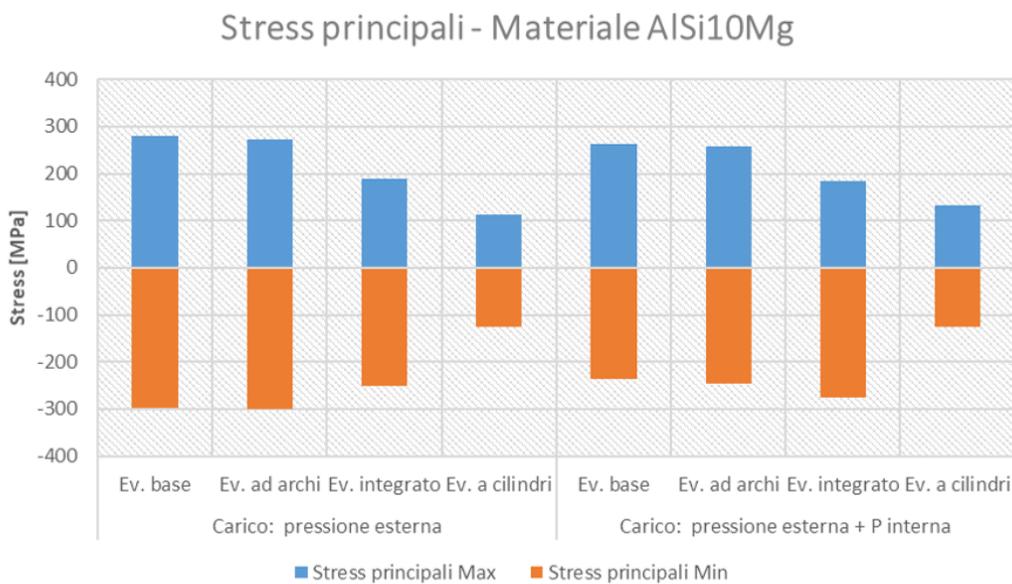


Figura 8.36: Confronto degli stress principali negli scambiatori in titanio

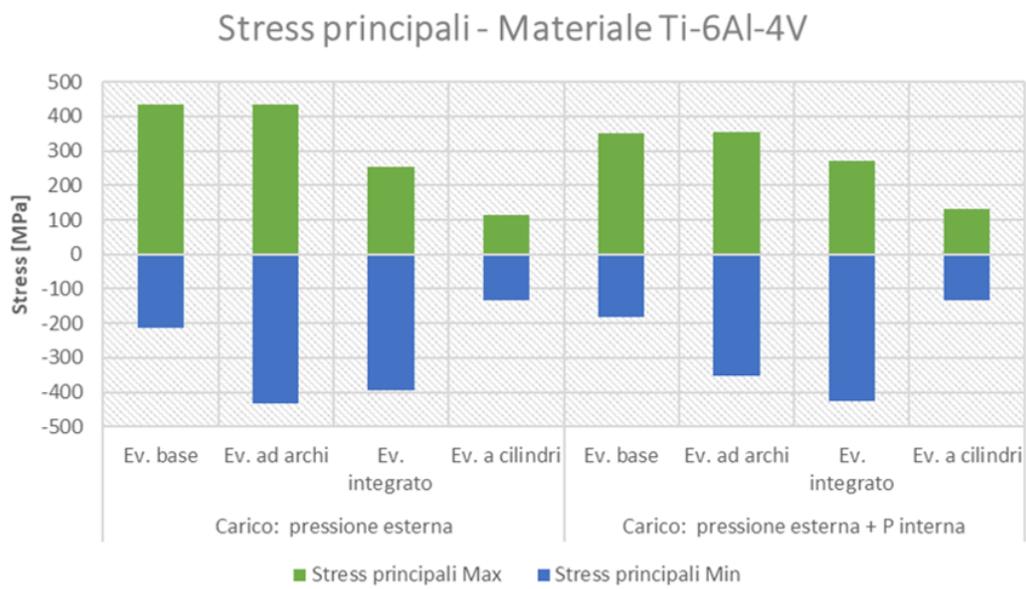


Figura 8.37: Confronto degli stress principali negli scambiatori in titanio

Capitolo 9

Conclusioni

L'obiettivo di questo lavoro è stato quello di ottimizzare lo scambiatore di calore, sviluppato dai tecnici del JPL della NASA, dal punto di vista strutturale, in vista di una integrazione dello stesso nel guscio esterno di una sonda per Venere.

Sono state ideate tre diverse geometrie, partendo dall'evaporatore di base: evaporatore ad archi, ad archi con struttura integrata e a cilindri. I quattro design hanno mostrato differenze e similitudini sia dal punto di vista fluidodinamico che strutturale ed ognuno di essi possiede vantaggi specifici, ma al contempo criticità che non ne fanno emergere uno su tutti.

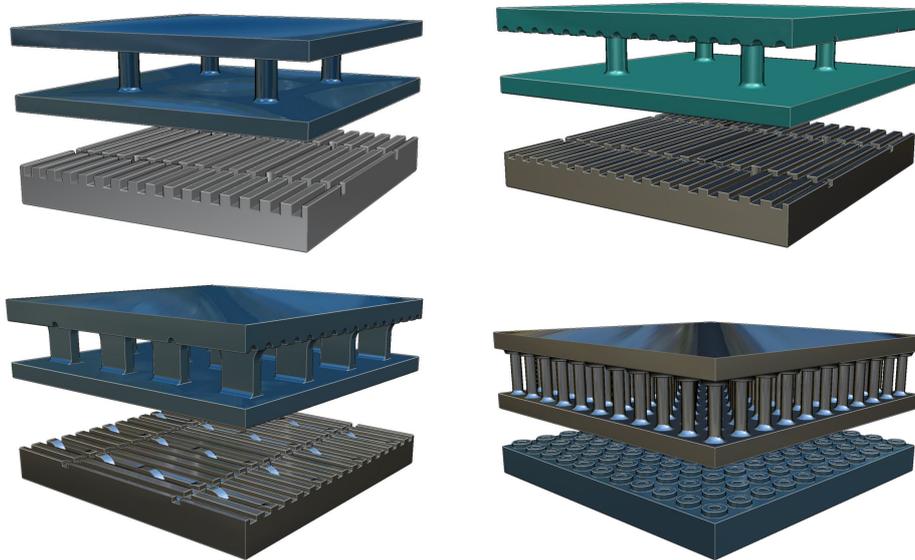


Figura 9.1: Rendering dei quattro evaporatori

L'evaporatore base è quello di riferimento, da cui si è partiti per effettuare tutti i confronti.

È il design che ha la massa totale più piccola di quelli presenti. Differenziando tra massa dello stoppino e massa della struttura, si nota che il primo ha la massa maggiore, mentre quella la seconda ha la massa minore. Questo sicuramente può incidere sia dal punto di vista dell'efficienza dello scambio termico (che non è stato oggetto di questo studio) che da quello strutturale.

Dall'analisi strutturale emerge che questo primo evaporatore ha una rigidità strutturale e un CS molto bassi rispetto agli altri e non sufficienti per utilizzarlo in una futura integrazione nel guscio. Ciò può essere ricondotto alla minor massa della struttura portante, ma essere compensato da una migliore efficienza nello scambio di calore dovuto alla presenza di uno stoppino poroso di dimensioni maggiori.

L'evaporatore ad archi è stato sviluppato per eliminare gli spigoli vivi all'interno dello scambiatore, per evitare l'enucleazione di cricche e per ripartire omogeneamente gli stress dovuti ai carichi estremi di pressione.

L'aumento di massa è leggero rispetto all'evaporatore base (poco più dell'1%) e le differenze dal punto di vista sia fluidodinamico sia strutturale sono quasi nulle.

La presenza dei raccordi tra stoppino poroso e piastra di riscaldamento sono una modifica che potrebbe essere rilevante per evitare la formazione di cricche: queste potrebbero propagarsi dall'interno all'esterno del guscio, causando seri danni all'integrità della sonda.

L'evaporatore ad archi a struttura integrata è il design con massa totale maggiore tra tutti quelli testati, anche se supera quella di riferimento solo di poco più del 3%. Bisogna comunque tenere conto che siamo in ambito spaziale e anche pochi punti percentuali possono essere significativi.

Il design rimane molto aderente all'idea dell'evaporatore iniziale e sviluppa la geometria dell'evaporatore ad archi, sfruttando maggiormente le potenzialità dell'additive manufacturing e integrando la struttura nello stoppino poroso. La geometria è stata modificata, aumentando il numero di pilastri e, di conseguenza, incrementando la resistenza al carico di pressione ed eliminando il pilastro centrale. Si sono così liberati alcuni canali del vapore e questo fa sì che la polvere metallica (in fase di produzione) possa essere eliminata più facilmente e il vapore (durante il funzionamento) possa scorrere con meno ostacoli.

Le analisi strutturali hanno mostrato che questo design ha un CS molto superiore ai due precedenti, ma solo in lega di titanio è effettivamente sufficiente a sopportare i carichi richiesti.

L'evaporatore a cilindri si è discostato completamente dagli altri design.

Questo evaporatore sfrutta molto le potenzialità dell'AM, andando a fondere lo stoppino poroso nei pilastri della struttura, come avviene anche nell'evaporatore ad archi con struttura integrata.

Dal punto di vista della massa si attesta agli antipodi dell'evaporatore base, in quanto è quello con massa dello stoppino minore e massa della struttura superiore a tutti. Questi valori in parte si compensano e, seppur la massa totale sia maggiore di quella dell'evaporatore di base (di circa il 2,5%), non è l'evaporatore con la massa maggiore. Nonostante non sia quindi l'evaporatore con maggior materiale, è quello che ha un CS maggiore di tutti ed è l'unico che in ogni caso testato ha evidenziato il CS superiore all'unità. Sicuramente dal punto di vista strutturale rimane il più adatto, ma avendo la massa dello stoppino più bassa, bisognerà verificare se le caratteristiche termiche siano equivalenti agli altri design. Sono quindi necessarie ulteriori valutazioni, anche perché a differenza degli altri, che presentano una geometria già ampiamente studiata, quest'evaporatore è totalmente inedito e non è mai stato valutato dal punto di vista termico.

In conclusione non è emersa nessuna geometria dell'evaporatore più adatta rispetto alle altre. Saranno necessarie ulteriori verifiche dal punto di vista strutturale, ma in particolare dal punto di vista termico, per capire se una di queste soluzioni possa giocare un ruolo in un sistema di controllo termico integrato nel guscio in vista delle future sfide spaziali.

Ringraziamenti

Desidero ringraziare il Professor Eugenio Brusa e la Professoressa Cristiana Delprete per avermi seguito durante il percorso della tesi e per avermi assistito con preziosi consigli. Un enorme grazie va a Maria, ai miei genitori Giorgio e Nicoletta e a mio fratello Lorenzo per il costante supporto: senza di loro non avrei raggiunto questo importante traguardo. Infine desidero dire grazie ai miei nonni, per i quali ogni esame passato è stato motivo di festa.

Bibliografia

- [1] Enrico Ossola. «Design of Additive Manufactured Structural Shells for Harsh Environment Probes». In: (2021).
- [2] James A Cutts. «Venus Exploration Roadmap». In: (2018).
- [3] James A Cutts, Johnny H Kwok e Tibor S Balint. «Overview of Flagship Class Venus Mission Architectures». In: Georgia Institute of Technology. 2008.
- [4] Kuan-Lin Lee e Calin Tarau. «24 Hour Consumable-based Cooling System for Venus Lander». In: 49th International Conference on Environmental Systems. 2019.
- [5] Eric Sunada et al. «A two-phase mechanically pumped fluid loop for thermal control of deep space science missions». In: 46th International Conference on Environmental Systems. 2016.
- [6] Stefano Cappucci et al. «Working Fluid Trade Study for a Two-Phase Mechanically Pumped Loop Thermal Control System». In: 48th International Conference on Environmental Systems. 2018.
- [7] https://www.nasa.gov/mission_pages/juno/images/index.html.
- [8] Bahman Zohuri. *Heat pipe design and technology: Modern applications for practical thermal management, second edition*. Apr. 2016. ISBN: 978-3319298405. DOI: 10.1007/978-3-319-29841-2.
- [9] Benjamin Furst et al. «A Mechanically Pumped Two-Phase Fluid Loop for Thermal Control Based on the Capillary Pumped Loop». In: 49th International Conference on Environmental Systems. 2019.
- [10] Benjamin Furst et al. «An additively manufactured evaporator with integrated porous structures for two-phase thermal control». In: 48th International Conference on Environmental Systems. 2018.
- [11] Kimihide Odagiri, Masahito Nishikawara e Hosei Nagano. «Microscale infrared observation of liquid–vapor interface behavior on the surface of porous media for loop heat pipes». In: *Applied Thermal Engineering* 126 (2017), pp. 1083–1090.
- [12] Takuro Daimaru et al. «Development of an evaporator using porous wick structure for a two-phase mechanically pumped fluid loop». In: (2019).