

**POLITECNICO DI MILANO**

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in  
Ingegneria Energetica



Analisi tecnico-economica di condensatori ad aria  
per cicli frigoriferi di grande taglia

Relatore: Ing. Matteo ROMANO

Tesi di Laurea di:

Marco GIRLANDA Matr. 719500

Anno Accademico 2010 - 2011

# Indice Generale

## Sommario

<b>1</b>	<b>La risorsa gas naturale</b> .....	14
1.1	Il gas naturale e i processi di estrazione .....	14
1.2	Risorse convenzionali e non convenzionali di gas naturale.....	15
1.3	Le riserve mondiali di gas naturale.....	16
1.4	Supply cost.....	18
1.5	Le riserve non convenzionali .....	20
<b>2</b>	<b>Estrazione offshore di gas naturale</b> .....	23
2.1	Obiettivi principali .....	23
2.2	Impianti di produzione galleggianti (FPS).....	25
<b>3</b>	<b>Lavorazione del gas naturale</b> .....	28
3.1	Composizione tipica .....	28
3.2	Trattamenti.....	31
3.2.1	Rimozione di olio e condensati .....	32
3.2.2	Rimozione del mercurio .....	32
3.2.3	Rimozione dell'acqua .....	33
3.2.4	Rimozione di CO <sub>2</sub> e H <sub>2</sub> S .....	34
3.2.5	Rimozione dei Natural Gas Liquids (NGL) .....	36
3.3	Liquefazione del gas naturale .....	39
<b>4</b>	<b>Condensatori ad aria</b> .....	41
4.1	Descrizione dei componenti.....	42
4.2	Metodi di calcolo per la progettazione.....	49
4.3	Ventilatori aspiranti e prementi: vantaggi e svantaggi .....	53
4.3.1	Criteri di scelta dei ventilatori .....	55
4.4	Controllo e regolazione dei condensatori ad aria.....	56
4.4.1	Controllo in condizioni particolari .....	58
<b>5</b>	<b>Analisi parametriche sul programma Hudson</b> .....	62
5.1	Potenza di ventilazione specifica alla potenza di condensazione	62
5.2	Peso specifico alla potenza di condensazione.....	66
5.3	Volume interno specifico alla potenza di condensazione .....	68
5.4	Area frontale specifica alla potenza di condensazione .....	69
5.5	Bare tube area specifica alla potenza di condensazione .....	70
5.6	Costo totale specifico alla potenza di condensazione .....	72

---

<b>6</b>	<b>Riproduzione dello scambiatore a geometria Hudson con il programma Aspen</b>	74
6.1	Analisi al variare del numero di passaggi	82
6.2	Dimensionamento Aspen con numero di passaggi libero	87
6.3	Analisi parametrica in funzione della velocità dell'aria, per scambiatore dimensionato da Aspen	95
6.4	Modifiche allo scambiatore dimensionato da Aspen: riduzione del numero di ranghi	98
6.5	Modifiche allo scambiatore dimensionato da Aspen: variazione della lunghezza dei tubi (+50%)	106
6.6	Ulteriori verifiche: rating Aspen su due geometrie differenti fornite dal programma Hudson	108
6.7	Analisi al variare dei parametri economici assunti	112
<b>7</b>	<b>Analisi parametrica su geometrie LUVE</b>	116
7.1	Raccolta dati dal programma LUVE, per scambiatore alimentato a propano puro	116
7.2	Riproduzione tramite Aspen delle geometrie LUVE	134
<b>8</b>	<b>Analisi su scambiatori Hudson alimentati con miscela di idrocarburi</b>	141
8.1	Scelta del metodo di calcolo delle proprietà della miscela	141
8.2	Dimensionamento di Aspen di scambiatore a geometria Hudson alimentato con miscela di idrocarburi – caso di alta pressione	143
8.3	Analisi parametrica al variare del numero di passaggi – miscela di idrocarburi ad alta pressione	148
8.4	Analisi parametrica al variare della velocità dell'aria sulla batteria – miscela di idrocarburi ad alta pressione	151
8.5	Modifiche allo scambiatore dimensionato da Aspen: riduzione del numero di ranghi	154
8.6	Modifiche allo scambiatore dimensionato da Aspen: variazione della lunghezza dei tubi (+50%)	156
8.7	Dimensionamento di Aspen di scambiatore a geometria Hudson alimentato con miscela di idrocarburi – caso di bassa pressione	158
8.8	Analisi parametrica al variare del numero di passaggi – miscela di idrocarburi ad bassa pressione	161
8.9	Analisi parametrica al variare della velocità dell'aria sulla batteria – miscela di idrocarburi ad bassa pressione	166

---

8.10	Modifiche allo scambiatore dimensionato da Aspen: riduzione del numero di ranghi .....	169
8.11	Modifiche allo scambiatore dimensionato da Aspen: variazione della lunghezza dei tubi (+50%) .....	171
8.12	Confronto tra proprietà della miscela date e proprietà calcolate da Aspen con metodo RKSHV2 per il caso a bassa pressione .....	173
<b>9</b>	<b>Analisi su scambiatori LUVE alimentati con miscela di idrocarburi ..</b> .....	<b>179</b>
9.1	Simulazione Aspen su geometrie LUVE alimentate a miscela di idrocarburi ad alta pressione .....	179
9.2	Simulazione Aspen su geometrie LUVE alimentate a miscela di idrocarburi a bassa pressione .....	190
<b>10</b>	<b>Analisi economica .....</b>	<b>199</b>
	<b>Bibliografia .....</b>	<b>202</b>
	<b>Appendice A.....</b>	<b>203</b>

## Elenco delle Figure

1.1	Diagramma volume-disponibilità dei giacimenti .....	15
1.2	Illustrazione di diversi tipi di riserve di gas naturale .....	16
1.3	Riserve globali di gas recuperabile.....	17
1.4	Mappa delle regioni EPPA e riserve medie stimate .....	18
1.5	Curva globale di costo di fornitura del gas naturale con incertezza.....	19
1.6	Curva globale di costo di fornitura del gas naturale per regione EPPA con incertezza .....	19
1.7	Produzione annuale di gas grezzo, per tipologia, nei 48 stati continentali degli USA (Alaska esclusa) tra il 2000 e il 2009 .....	20
2.1	Sistema di produzione offshore galleggiante .....	26
2.2	Impianto LNG-FPSO.....	27
3.1	Diagramma di fase di un sistema di idrocarburi di composizione fissata .....	30
3.2	Diagramma dei processi di trattamento del gas naturale.....	31
3.3	Deidratazione per assorbimento tramite glicole .....	33
3.4	Scrubbing fisico con rigenerazione per depressurizzazione e stripping .....	35
3.5	Diagramma di fase per gas naturale contenente idrocarburi più pesanti del metano, corrente trattata e non trattata, e per metano puro. ....	36
3.6	Processo di estrazione dei NGL dalla corrente gassosa tramite espansione criogenica in turbina, schema di impianto e diagramma a blocchi. ....	38
3.7	Processo integrato per liquefazione di gas naturale e recupero di Natural Gas Liquids.....	40
4.1	Condensatore ad aria, configurazione aspirante e premente .....	42
4.2	Tipico aspetto dei fasci tubieri .....	43
4.3	Ventilatori a flusso assiale.....	47
4.4	Spaccato dei componenti meccanici.....	49
4.5	Comparazione di unità aspiranti e prementi .....	53
4.6	Diagramma per stimare la potenza .....	56
4.7	Metodi per il controllo del processo .....	57
5.1	Andamento delle perdite di carico e della velocità dell'aria sulla batteria in funzione del numero di ranghi.....	63

---

5.2	Caduta di pressione e potenza di ventilazione in funzione del numero di ranghi.....	63
5.3	Curva caratteristica caduta di pressione – portata volumetrica ricavata dai dati Hudson.....	64
5.4	Potenza di ventilazione specifica in funzione del numero di ranghi, con coefficiente di scambio termico globale impostato al valore standard Hudson.....	65
5.5	Potenza di ventilazione specifica in funzione del numero di ranghi per valori del coefficiente di scambio termico globale impostato diminuito del 50% e aumentato del 50% rispetto al valore di default Hudson.....	66
5.6	Andamento del peso specifico alla potenza di condensazione, per coefficiente di scambio termico globale al valore di default Hudson. ....	67
5.7	Andamento del peso specifico alla potenza di condensazione in presenza di coefficiente di scambio termico globale impostato a valore del 50% inferiori al valore di default Hudson o del 50% superiore. ....	67
5.8	Andamento del volume interno specifico in funzione del numero di ranghi, per valori del coefficiente di scambio globale imposto di default, ridotto del 50% e aumentato del 50%.....	68
5.9	Andamento dell'area frontale specifica alla potenza di condensazione per coefficienti di scambio termico globale di default, ridotto del 50% e aumentato del 50%. ....	70
5.10	Andamento della bare tube area in funzione del numero di ranghi per coefficiente di scambio termico globale di default, diminuito del 50% e aumentato del 50%. ....	71
5.11	Andamento del costo totale specifico per temperatura di condensazione di 40°C al variare del numero di ranghi e della lunghezza dei tubi. Coefficiente di scambio globale di default. ....	72
5.12	Andamento del costo totale specifico in funzione della lunghezza dei tubi per diverse temperature di condensazione, per scambiatore a 6 ranghi e coefficiente di scambio globale di default. ....	73
6.1	Coefficiente di scambio convettivo interno, rating Aspen scambiatore completo. ....	77
6.2	Coefficiente di scambio convettivo esterno, rating Aspen scambiatore completo. ....	78
6.3	Coefficiente di scambio termico convettivo globale, rating Aspen scambiatore completo.....	78
6.4	Flusso termico areico, rating Aspen scambiatore completo. ....	80
6.5	Perdite di carico, rating Aspen scambiatore completo. ....	80
6.6	Titolo di vapore, rating Aspen scambiatore completo.....	81
6.7	Aspetto complessivo dell'unità, rating Aspen scambiatore completo.....	82
6.8	Andamento dell'indice di costo in funzione del numero di passaggi.....	84

---

6.9	Grafici delle principali grandezze d'interesse per il caso a passaggi singolo e per il caso a 2 passaggi.....	85
6.10	Disposizione di tubi e flussi, scambiatore dimensionato da Aspen con 3 passaggi.....	89
6.11	Coefficiente di scambio interno, scambiatore dimensionato da Aspen con 3 passaggi.....	90
6.12	Coefficiente di scambio esterno, scambiatore dimensionato da Aspen con 3 passaggi.....	90
6.13	Flusso termico areico, scambiatore dimensionato da Aspen con 3 passaggi.....	91
6.14	Titolo di vapore, scambiatore dimensionato da Aspen con 3 passaggi.....	91
6.15	Perdite di carico, scambiatore dimensionato da Aspen con 3 passaggi.....	92
6.16	Disposizione dei flussi al variare del numero di passaggi per i casi precedentemente analizzati.....	94
6.17	Grafico riassuntivo degli andamenti delle principali grandezze d'interesse in funzione della variazione della velocità dell'aria sulla batteria percentuale.....	97
6.18	Andamento dei parametri di costo in funzione della variazione di velocità dell'aria sulla batteria percentuale rispetto al caso base.....	98
6.19	Andamento percentuale delle grandezze d'interesse principali in funzione della variazione percentuale della velocità aria sulla batteria.....	102
6.20	Andamento degli indici di costo in funzione della variazione percentuale di velocità aria sulla batteria.....	103
6.21	Andamento della potenza di condensazione e delle perdite di carico interne al variare del numero di passaggi.....	110
6.22	Andamento dell'indice di costo al variare del costo dell'energia elettrica e delle ore di funzionamento annuo per CCR pari a 0,15.....	115
6.23	Andamento dell'indice di costo al variare del costo dell'energia elettrica e delle ore di funzionamento annuo per CCR pari a 0,10.....	115
7.1	Alette continue denominate "Tube-in-plate" in Aspen.....	117
7.2	Andamento dei coefficienti di scambio interno ed esterno e delle perdite di carico interne per la batteria HPN20.....	124
7.3	Andamento delle perdite di carico esterne e dei coefficienti di scambio convettivo esterno per le due batterie, al variare della velocità dell'aria sulla batteria.....	131
7.4	Andamento dell'area frontale specifica in funzione della velocità dell'aria sulla batteria per le due geometrie LUVE.....	132
7.5	Andamento del volume specifico in funzione della velocità dell'aria sulla batteria per le due geometrie LUVE.....	133

7.6	Andamento della potenza di ventilazione specifica in funzione della velocità dell'aria sulla batteria per le due geometrie LUVE... ..	133
7.7	Andamento del peso specifico in funzione della velocità dell'aria sulla batteria per le due geometrie LUVE.....	134
7.8	Andamento del coefficiente di scambio interno LUVE in funzione del numero di Reynolds del liquido in uscita fornito dal programma LUVE... ..	135
7.9	Andamento del coefficiente di scambio interno Aspen in funzione del numero di Reynolds del liquido in uscita fornito da Aspen... ..	136
7.10	Rapporto tra i coefficienti di scambio interno per batteria HPN20 con diversi ranghi, in funzione del numero di Reynolds del liquido in uscita... ..	137
7.11	Rapporto tra i coefficienti di scambio interno per batteria HPX21 con diversi ranghi, in funzione del numero di Reynolds del liquido in uscita... ..	137
7.12	Rapporto tra i coefficienti di scambio esterno per batteria HPN20 con diversi ranghi, in funzione della velocità dell'aria sulla batteria.....	138
7.13	Rapporto tra i valori di perdita di carico lato interno in funzione numero di Reynolds del liquido in uscita. ....	139
7.14	Rapporto tra i valori di perdita di carico lato esterno in funzione della velocità dell'aria sulla batteria. ....	139
8.1	Coefficiente di scambio termico interno, design Aspen per miscela HP... ..	146
8.2	Coefficiente di scambio termico esterno, design Aspen per miscela HP... ..	147
8.3	Titolo di vapore, design Aspen per miscela HP... ..	147
8.4	Perdite di carico, design Aspen per miscela HP.....	148
8.5	Andamento dell'indice di costo al variare del numero di passaggi, miscela ad alta pressione. ....	151
8.6	Andamento delle grandezze d'interesse principali in funzione della variazione di velocità dell'aria alla batteria, miscela ad alta pressione.....	153
8.7	Andamento dei parametri di costo in funzione della variazione di velocità dell'aria alla batteria, miscela ad alta pressione. ....	154
8.8	Coefficiente di scambio interno, design Aspen per miscela LP. ....	161
8.9	Coefficiente di scambio esterno, design Aspen per miscela LP.....	162
8.10	Titolo di vapore, design Aspen per miscela LP.....	162
8.11	Flusso termico areico, design Aspen per miscela LP.....	163
8.12	Perdite di carico lato interno, design Aspen per miscela LP.....	163
8.13	Andamento dell'indice di costo al variare del numero di passaggi, miscela ad pressione.....	166
8.14	Andamento delle grandezze d'interesse principali in funzione della variazione di velocità dell'aria alla batteria, miscela a bassa pressione.....	168
8.15	Andamento dei parametri di costo in funzione della variazione di velocità dell'aria alla batteria, miscela a bassa pressione.....	169



---

9.1	Confronto tra le grandezze principali d'interesse ottenute dall'analisi sulle geometrie LUVE alimentate a miscela di idrocarburi ad alta pressione con il corrispondente caso a geometria HUDSON.....	185
9.2	Confronto tra le grandezze principali d'interesse ottenute dall'analisi sulle geometrie LUVE alimentate a miscela di idrocarburi a bassa pressione con il corrispondente caso a geometria HUDSON. .....	195
10.1	Confronto tra indici di costo ottenuti per condensazione di propano puro per batterie LUVE e batterie Hudson. ....	199
10.2	Confronto tra indici di costo LUVE e HUDSON in funzione della velocità frontale dell'aria.....	200
10.3	Confronto tra indici di costo LUVE e HUDSON in funzione della velocità frontale dell'aria.....	201
10.4	Andamento complessivo dell'indice di costo per alimentazione a miscela di idrocarburi, alta e bassa pressione. ....	201
A.1	Schermata per l'immissione dei dati di Hudson ACHE 2.0.....	203
A.2	Output del programma ACHE 2.0.....	205
A.3	Interfaccia utente dell'Exchanger Design and Rating, in particolare del programma Air Cooled Heat Exchanger per scambiatori ad aria.....	206
A.4	Scelta del tipo di operazione da condurre.....	207
A.4	Sommario dei risultati di Aspen Air Cooled Heat Exchanger .....	208

## Elenco delle Tabelle

3.1	Composizione tipica del gas naturale .....	28
4.1	Sezione di tubi alettati .....	44
4.2	Diversi tipi di testate .....	46
4.3	Valori tipici per il coefficiente di scambio termico per scambiatori di calore ad aria.....	52
6.1	Confronto scambiatore dimensionato dal programma Hudson con rating di Aspen su scambiatore con la medesima geometria, scambiatore completo e singola bay ottimizzata. ....	75
6.2	Risultati analisi Aspen su singola bay dello scambiatore di geometria Hudson, al variare del numero di passaggi.....	82
6.3	Dati relativi al dimensionamento (“design”) effettuato da Aspen con numero di passaggi libero, per scambiatore completo e per singola bay di quest’ultimo. ....	88
6.4	Analisi al variare del numero di passaggi sullo scambiatore ottimizzato da Aspen. ....	93
6.5	Risultati dell’analisi parametrica sulla velocità dell’aria, su scambiatore del caso base. ....	95
6.6	Risultati per scambiatore con geometria come caso base ma numero di ranghi ridotto a 5, per singola bay. ....	98
6.7	Analisi parametrica in funzione della velocità dell’aria sulla batteria per scambiatore a geometria come nel caso base ma numero di ranghi ridotto a 5. ....	100
6.8	Confronto con la singola bay ottimizzata da Aspen delle migliori configurazioni, a 7 e 5 ranghi, della stessa bay ottenute dall’analisi parametrica sulla velocità dell’aria.....	103
6.9	Risultati per scambiatore con geometria come caso base ma lunghezza dei tubi pari a 15 metri.....	106
6.10	Risultati per scambiatore con geometria Hudson a 8 ranghi e tubi lunghi 10 metri e rating Aspen al variare del numero di passaggi. ....	108
6.11	Risultati dimensionamento Hudson di scambiatore con 5 ranghi e tubi lunghi 15 metri, e relativo rating Aspen.....	110
6.12	Analisi al variare dei parametri economici effettuata sul caso base.....	112
7.1	Risultati analisi tramite programma LUVÉ di geometria HPN20 a 5 ranghi.....	117

---

7.2	Risultati analisi tramite programma LUVE di geometria HPN20 a 4 ranghi.....	119
7.3	Risultati analisi tramite programma LUVE di geometria HPN20 a 3 ranghi.....	121
7.4	Risultati analisi tramite programma LUVE di geometria HPX21 a 5 ranghi.....	124
7.5	Risultati analisi tramite programma LUVE di geometria HPX21 a 4 ranghi.....	126
7.6	Risultati analisi tramite programma LUVE di geometria HPX21 a 3 ranghi.....	128
7.7	Tabella riassuntiva dei coefficienti moltiplicativi ottenuti.....	140
8.1	Variazione percentuale delle proprietà calcolate rispetto a quelle date, per alta pressione... ..	141
8.2	Variazione percentuale delle proprietà calcolate rispetto a quelle date, per bassa pressione... ..	142
8.3	Composizione miscela di idrocarburi nel caso ad alta pressione... ..	143
8.4	Dati del caso ad alta pressione.....	143
8.5	Dimensionamento dello scambiatore effettuato da Aspen per miscela ad alta pressione... ..	144
8.6	Analisi parametrica al variare del numero di passaggi, caso base miscela ad alta pressione... ..	148
8.7	Analisi parametrica al variare della velocità dell'aria sulla batteria, caso base per miscela ad alta pressione. ....	151
8.8	Risultati del confronto tra la singola bay a 3 passaggi e 7 ranghi, la singola bay a 3 passaggi e numero di ranghi ridotto a 5 e la bay a 3 passaggi e 7 ranghi con velocità dell'aria ridotta del 50%. ....	154
8.9	Risultati del confronto tra la singola bay del caso base e la singola bay del caso con lunghezza dei tubi pari a 15m.....	157
8.10	Composizione della miscela di idrocarburi a bassa pressione.....	159
8.11	Dati del problema a bassa pressione.....	159
8.12	Risultati dimensionamento Aspen di scambiatore alimentato con miscela a bassa pressione, per scambiatore completo e per singola bay. ....	159
8.13	Analisi parametrica al variare del numero di passaggi, caso base miscela a bassa pressione.....	164
8.14	Analisi parametrica al variare della velocità dell'aria sulla batteria, caso base per miscela a bassa pressione. ....	166
8.15	Confronto tra singola bay dimensionata da Aspen a 7 ranghi e 2 passaggi, singola bay con 5 ranghi e 2 passaggi e singola bay con 7 ranghi e 2 passaggi ma velocità dell'aria sulla batteria ridotta del 50%, per bassa pressione. ....	169

---

8.16	Confronto tra singola bay del caso base e singola bay con medesima geometria ma tubi lunghi 15 metri.. .....	171
8.17	Proprietà date per la miscela di idrocarburi lungo l'isobara a 20.52 bar.....	174
8.18	Proprietà date per la miscela di idrocarburi lungo l'isobara a 20.02 bar .....	174
8.19	Differenza percentuale sulle proprietà RKSHV2 della miscela rispetto alle proprietà date, 20.52 bar.....	175
8.20	Differenza percentuale sulle proprietà RKSHV2 della miscela rispetto alle proprietà date, 20.02 bar.....	176
8.21	Rating su singola bay del caso ottimizzato di bassa pressione, con proprietà calcolate da Aspen con metodo RKSHV2 e proprietà date, con rating semplice e con simulazione riportando il rapporto di aree pari a uno.....	177
9.1	Risultati delle analisi al variare della velocità dell'aria sulla batteria effettuate in Aspen per miscela ad alta pressione, con geometria LUVE HPN20 a 5 ranghi.....	180
9.2	Risultati delle analisi al variare della velocità dell'aria sulla batteria effettuate in Aspen per miscela ad alta pressione, con geometria LUVE HPN20 a 3 ranghi. ....	181
9.3	Risultati delle analisi al variare della velocità dell'aria sulla batteria effettuate in Aspen per miscela ad alta pressione, con geometria LUVE HPX21 a 5 ranghi. ....	183
9.4	Risultati delle analisi al variare della velocità dell'aria sulla batteria effettuate in Aspen per miscela ad alta pressione, con geometria LUVE HPX21 a 3 ranghi. ....	184
9.5	Risultati analisi Aspen su geometria HPN20 a 5 ranghi al variare della velocità dell'aria sulla batteria, miscela di idrocarburi a bassa pressione.....	191
9.6	Risultati analisi Aspen su geometria HPN20 a 3 ranghi al variare della velocità dell'aria sulla batteria, miscela di idrocarburi a bassa pressione.....	192
9.7	Risultati analisi Aspen su geometria HPX21 a 5 ranghi al variare della velocità dell'aria sulla batteria, miscela di idrocarburi a bassa pressione....	193
9.8	Risultati analisi Aspen su geometria HPX21 a 3 ranghi al variare della velocità dell'aria sulla batteria, miscela di idrocarburi a bassa pressione....	194

## Sommario

Nell'ambito di questo lavoro di tesi sono state effettuate delle analisi con l'obiettivo di riprodurre tramite il programma Aspen la geometria di scambiatori ad aria prodotti dalla casa costruttrice americana Hudson, e tramite tale modello estendere il problema dal caso di alimentazione a propano puro verso il caso di alimentazione tramite una miscela complessa di idrocarburi, con proprietà definite da Aspen e proprietà fornite dall'esterno. In seguito sono state riprodotte tramite il medesimo programma due configurazioni della casa produttrice LUVE, con batterie di scambio in materiali e geometrie totalmente differenti e originariamente pensate per applicazioni estranee a questo campo. Tramite coefficienti correttivi si è potuto far in modo di descrivere nel programma Aspen le complesse geometrie di scambio LUVE, non presenti tra le soluzioni di default del programma, in particolare per quanto riguarda la rigatura interna dei tubi LUVE.

**Parole chiave:** condensatori ad aria, condensazione propano, miscela di idrocarburi, trattamenti gas naturale

# Capitolo 1

## La risorsa gas naturale

In questo capitolo verrà presentato un quadro generale sulla risorsa gas naturale: quanto ne esiste nel mondo, in quali quantità può essere prodotto, con quali costi. Si porrà quindi particolare attenzione alle risorse non convenzionali, tra cui lo “shale gas” e gli idrati di metano.

### 1.1 Il gas naturale e i processi di estrazione

Il componente principale del gas naturale è il metano, l'idrocarburo più semplice. Possono essere tuttavia contenuti anche idrocarburi più pesanti nella corrente, come etano ( $C_2H_6$ ), propano ( $C_3H_8$ ) e butano ( $C_4H_{10}$ ): questi componenti più pesanti vengono spesso separati dalla corrente di produzione e venduti separatamente come “natural gas liquids” (NGL).

Nel linguaggio industriale si fa riferimento al termine “Wet Gas” (gas umido) per indicare il gas allo stato grezzo non lavorato; si usa il termine “Dry gas” (gas asciutto) per riferirsi al gas naturale da cui sono già state estratte le componenti più pesanti.

Il gas naturale si forma grazie all'applicazione di enormi quantità di calore e pressione alla materia organica presente nel sottosuolo, in tempi geologici. Può essere così rinvenuto in formazioni di rocce porose a profondità di migliaia di metri nel sottosuolo. Esiste in due forme:

- come “associated gas”, cioè gas naturale che si è formato congiuntamente al petrolio e che viene rilasciato da quest'ultimo nel processo di estrazione dal bacino alla superficie: in questo caso il gas naturale viene considerato un sottoprodotto dell'estrazione di petrolio;
- come “non-associated gas”, cioè estratto da bacini in cui non è presente petrolio; in questo caso il gas viene trattato come il prodotto principale.

L’“associated gas” è una risorsa importante, tuttavia la grande maggioranza del gas naturale prodotto è di tipo “non associated”; nei soli Stati Uniti il “non associated gas” costituisce l'89% dell'estrazione totale di gas.

L'estrazione del “non associated gas” avviene tramite un processo di espansione. I pozzi scavati verso il bacino permettono al gas altamente compresso di espandersi lungo il pozzo in maniera controllata, per essere poi catturato, trattato e trasportato in superficie.

## 1.2 Risorse convenzionali e non convenzionali di gas naturale

Il gas naturale si può trovare in una varietà di regioni sotterranee, con diversi gradi di qualità illustrati in Figura 1.1. Qui è rappresentata la quantità di gas inizialmente presente (GIIP) in funzione di qualità e volume per le varie fonti: convenzionali verso l'apice (GIIP decrescente ma alta qualità, alta permeabilità, meno tecnologia di estrazione richiesta), fonti non convenzionali verso il fondo (GIIP crescente ma bassa permeabilità, tecnologia di estrazione avanzata richiesta e fattori di recupero inferiori alle convenzionali). Attualmente le risorse non convenzionali sono sfruttate commercialmente principalmente in Nord America.

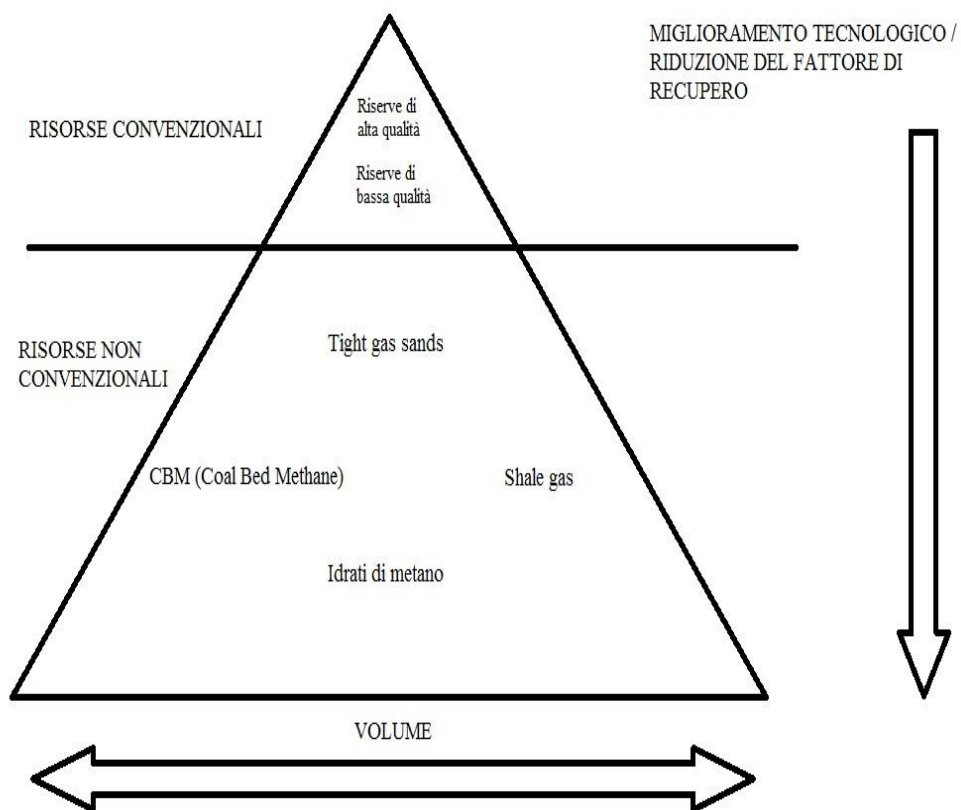


Figura 1.1: Diagramma volume-disponibilità dei giacimenti di gas. [1]

Le riserve convenzionali si trovano in regioni sotterranee ben definite, dette bacini, caratterizzate da valori di permeabilità superiori ad un certo valore limite inferiore.

Il recupero può essere effettuato tramite pozzi verticali e così è possibile ottenere, da bacini di buona qualità, percentuali di estrazione alte: si parla di recuperi dell'80% del gas inizialmente presente nel bacino (GIIP, Gas Initially In Place); queste percentuali sono in contrasto con quelle relative all'estrazione di petrolio: in questo caso solitamente si attestano attorno a valori del 30-40%. Per quanto riguarda le riserve non convenzionali, quest'ultime sono caratterizzate da bassa permeabilità; tendono ad essere inoltre distribuite in aree molto più vaste dei bacini convenzionali, richiedendo perciò tecnologie avanzate come pozzi orizzontali o stimolazione artificiale per essere economicamente produttivi. Il recupero percentuale perciò si abbassa sensibilmente, attestandosi sul 15-30% del GIIP.

In figura 1.2 viene illustrata la disposizione geologica delle diverse fonti:

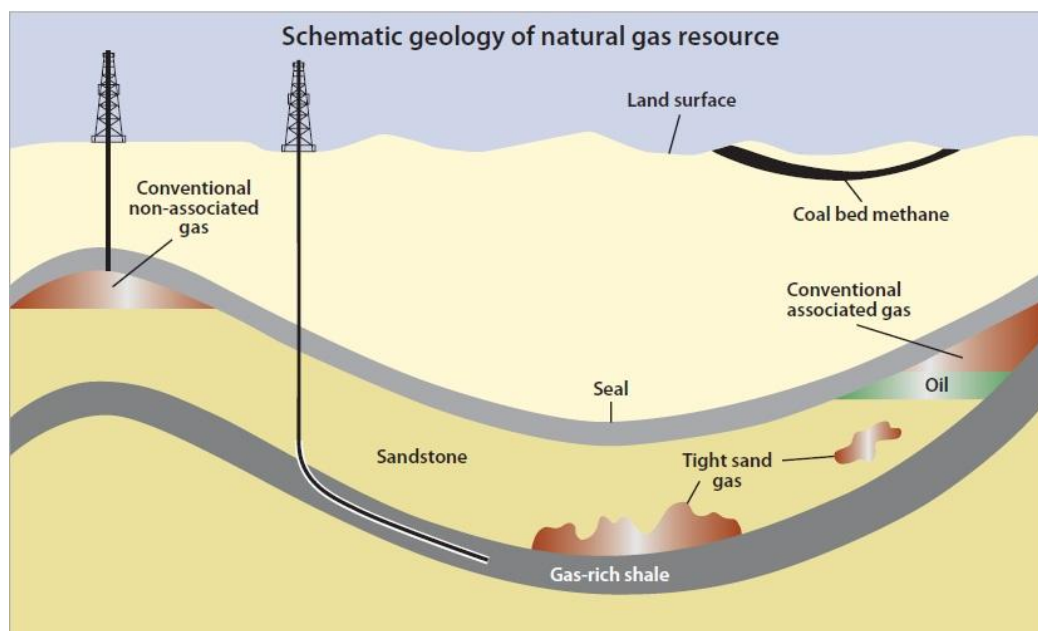


Figura 1.2: illustrazione di vari tipi di riserve di gas naturale. [1]

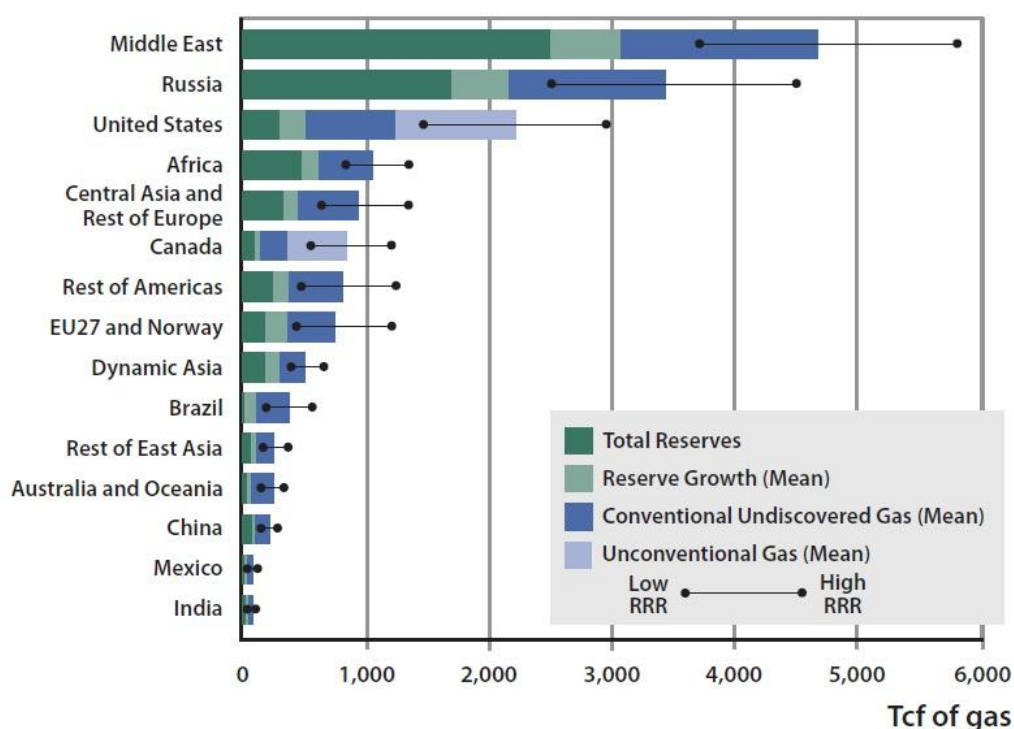
Il concetto di “riserve” di gas è economico: è una funzione complessa di diverse variabili, in particolare i costi per esplorazione, produzione e trasporto in funzione del prezzo di vendita all'utente.

### 1.3 Le riserve mondiali di gas naturale

Le riserve globali di gas naturale sono abbondanti. La quantità base rimanente di gas naturale è stimata in  $4.616 \cdot 10^{14} \text{ m}^3$  (16300 Tcf), valore compreso tra l'estremo inferiore  $3.511 \cdot 10^{14} \text{ m}^3$  (12400 Tcf) (che ha probabilità del 90% di essere superato) e l'estremo superiore  $5.889 \cdot 10^{14} \text{ m}^3$  (20800 Tcf) (che ha



probabilità 10% di essere superato). La proiezione media è 150 volte il consumo annuale del 2009. In figura 1.3 sono raffigurate le riserve globali di gas recuperabile, suddivise per area geografica EPPA (Emission Prediction and Policy Analysis), con incertezza stimata:



**Figura 1.3: Riserve globali di gas recuperabile.** Fonte: [1] con dati da: Ahlbrandt et al. 2005; United States Geological Survey 2010; National Petroleum Council 2003; United States Geological Survey n.d.; Potential Gas Committee 1990; Attanasi & Colburn 2004; Energy Information Administration 2009.

Nonostante le riserve siano ampie, si può notare in Figura 1.4 una concentrazione di quest'ultime in determinate aree geografiche; una stima pone circa il 70% delle riserve totali in Russia, Medio Oriente (principalmente Qatar e Iran) e Nord America (per cui sono comprese anche le risorse non convenzionali).

Figure 2.8 Map of EPPA Regions, and Mean Resource Estimates

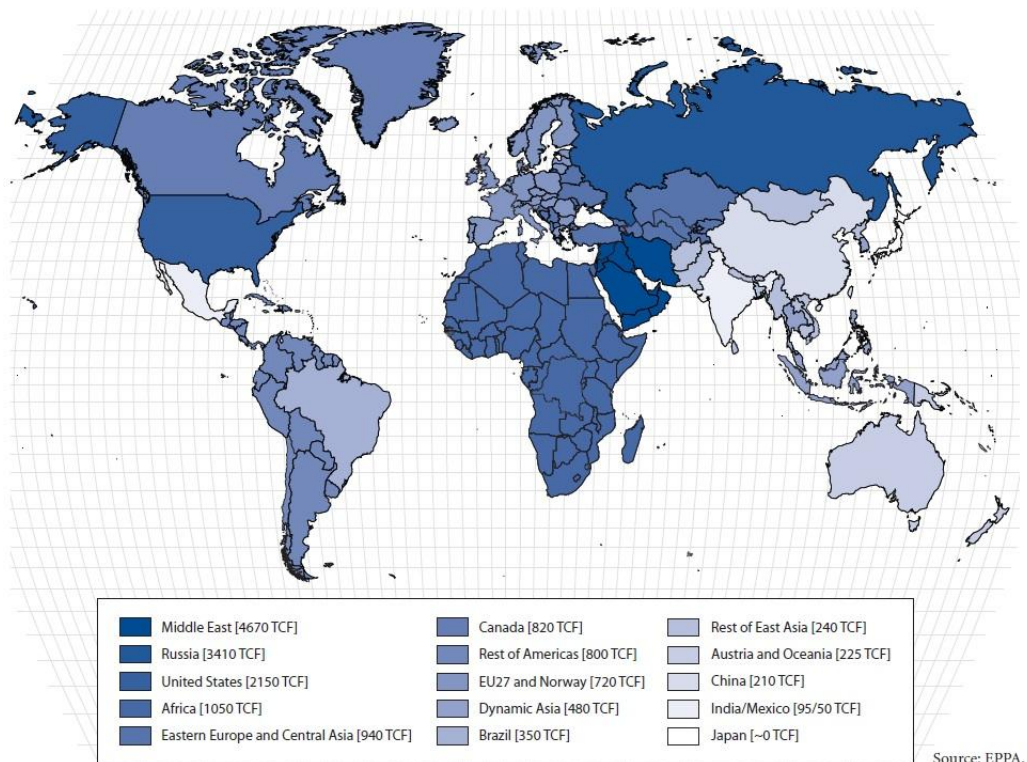


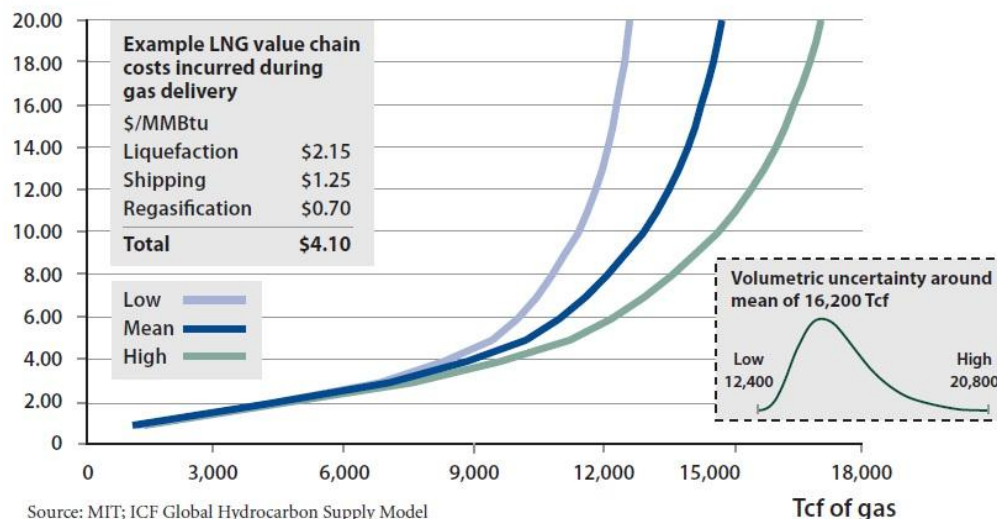
Figura 1.4: mappa delle regioni EPPA e riserve medie stimate. [1]

## 1.4 Supply cost

A differenza del mercato del petrolio, il mercato del gas naturale è fortemente influenzato dai costi del trasporto, che può avvenire tramite metanodotti su lunghe distanze o liquefatto tramite navi metaniere. Ovviamente i costi di trasporto dipendono dalla distanza, ma comunque si possono stimare, prezzo del gas di 0.94-1.89 \$/GJ (1-2 \$/MMBtu), costi per il trasporto anche di 2.84 - 4.74 \$/GJ (3-5 \$/MMBtu) per far giungere il gas a destinazione. Questo fattore influenza in maniera importante l'evoluzione del mercato del gas. Curve di costo con relative incertezze sono presentate in Figura 1.5 e 1.6:

**Figure 2.9 Global Gas Supply Cost Curve, with Uncertainty; 2007 Cost Base**

Breakeven gas price at point of export:  
\$/MMBtu

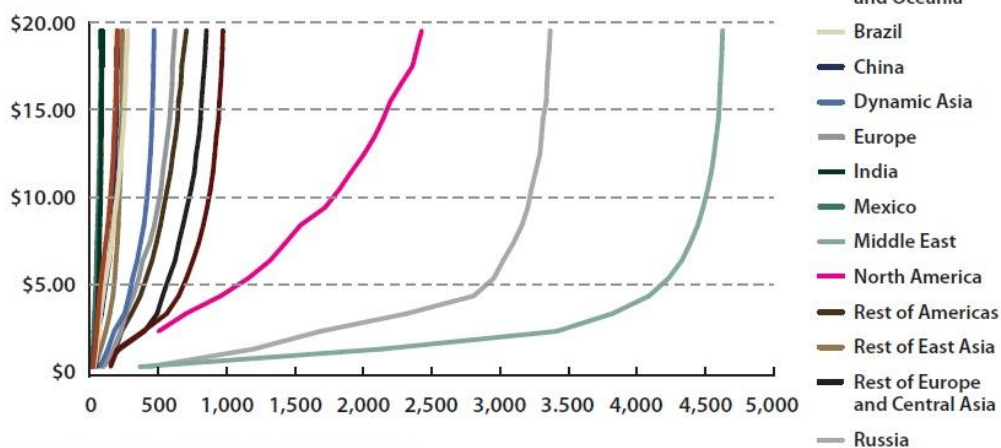


Source: MIT; ICF Global Hydrocarbon Supply Model

**Figura 1.5: curva globale di costo di fornitura del gas con incertezza; base di costo 2007. Fonte: [1], ICF Global Hydrocarbon Supply Model.**

**Figure 2.10 Global Gas Supply Cost Curve by EPPA Region; 2007 Cost Base**

Breakeven Gas Price  
\$/MMBtu



Source: MIT; ICF Global Hydrocarbon Supply Model

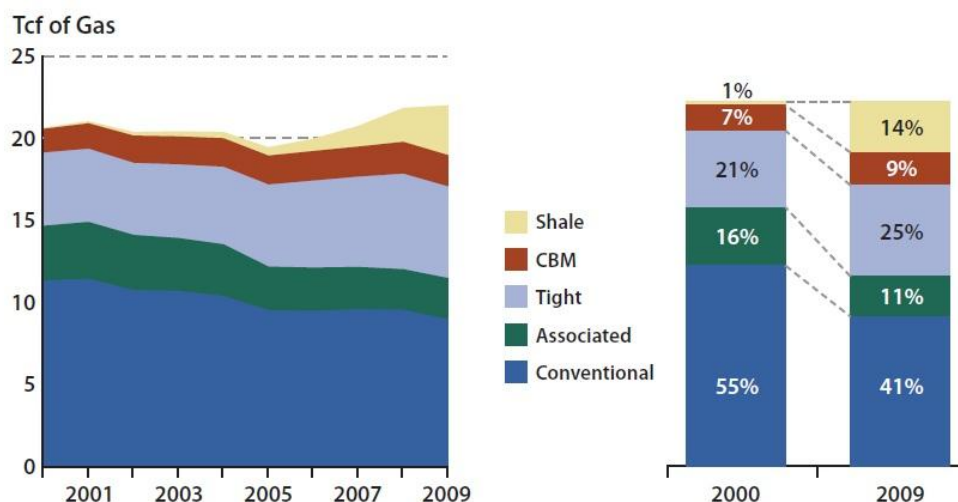
**Figura 1.6: curva globale di costo di fornitura del gas con incertezza per regione EPPA; base di costo 2007. Fonte: [1], ICF Global Hydrocarbon Supply Model.**

## 1.5 Le riserve non convenzionali

Le riserve non convenzionali sono state finora sviluppate molto poco al di fuori di Canada e USA, ciò non meraviglia considerando l'abbondanza delle riserve convenzionali. A causa di ciò purtroppo le stime sulle riserve non convenzionali al di fuori di Canada e USA sono sparse e inaffidabili. Potrebbero esistere riserve nell'ordine di  $6.796 \cdot 10^{14} \text{ m}^3$  (24000 Tcf) di gas inizialmente presente al di fuori del Nord America. Applicando un fattore di recupero nominale del 25%, questo porta ad una stima di  $1.699 \cdot 10^{14} \text{ m}^3$  (6000 Tcf) nel mondo. Queste stime però sono molto speculative, quasi completamente non testate e con ampie bande d'incertezza. Vi è la necessità di un'analisi approfondita bacino per bacino per dare credibilità a queste stime di GIIP e garantire stime su volumi e costi di gas recuperabile realistiche.

Data la concentrazione delle riserve e degli alti costi di trasporto potrebbe essere vantaggioso sia economicamente che strategicamente sviluppare queste risorse non convenzionali nei paesi importatori di gas come Europa e Cina. Questo sviluppo sarebbe ben visto dagli USA, per interessi strategici e in quanto leader mondiale nella tecnologia di sfruttamento di queste risorse.

- La produzione di gas negli USA è molto diversificata per tipologia; le risorse non convenzionali giocano un ruolo importante, e il loro contributo all'output totale cresce stabilmente di anno in anno, come illustrato in figura 1.7:



Source: MIT; HPDI production database

**Figura 1.7: produzione annuale di gas grezzo, per tipologia, nei 48 stati continentali degli USA (Alaska esclusa) tra il 2000 e il 2009. Fonte: [1], database di produzione HPDI.**

E' evidente come il trend dell'ultimo decennio e oltre è stato fortemente indirizzato allo sfruttamento delle risorse non convenzionali. Nel 2000 la produzione totale grezza combinata di gas convenzionale e "associated" era di  $4.134 \cdot 10^{11} \text{ m}^3$  (14.6 Tcf), il 71% dell'output totale. Nel 2009 il contributo combinato di convenzionale e "associated" è sceso a  $3.228 \cdot 10^{11} \text{ m}^3$  (11.4 Tcf), il 52% del totale. L'aumento nella produzione di gas naturale non convenzionale è stata quindi di circa  $1.274 \cdot 10^{11} \text{ m}^3$  (4.5 Tcf) tra il 2000 e il 2009. Storicamente il "tight gas" è stata la prima fonte non convenzionale sfruttata negli USA; vi è stato un incremento nell'output annuale da  $1.274$  a  $1.586 \cdot 10^{11} \text{ m}^3$  (da 4,5 a 5,6 Tcf) tra il 2000 e il 2009, dal 21% al 25% della produzione grezza totale.

La produzione commerciale di gas da Coal Bed Methane (CBM) è incominciata alla fine degli anni Ottanta, è cresciuta negli anni Novanta passando da  $5.663 \cdot 10^9 \text{ m}^3$  (0.2 Tcf) nel 1990 a  $3.681 \cdot 10^{10} \text{ m}^3$  (1.3 Tcf) nel 1999; questa crescita è rallentata nell'ultimo decennio con un output di  $5.437 \cdot 10^{10} \text{ m}^3$  (1.92 Tcf) nel 2009 pari al 9% del totale. La caratteristica più evidente nel panorama di produzione di gas negli USA dell'ultimo decennio è stato l'emergere come risorsa dello "shale gas". Nonostante la produzione di gas da scisti negli USA si praticasse fin dal 1821, i volumi di produzione sono sempre stati poco significativi. Nell'ultimo decennio si è avuta un'impennata grazie agli avanzamenti tecnologici che hanno reso conveniente economicamente lo sfruttamento di questi giacimenti. L'aumento d'importanza è stato notevole: si è passati dagli  $2.832 \cdot 10^9 \text{ m}^3$  (0,1 Tcf) (meno dell'1% del totale) nel 2000 a ben  $8.495 \cdot 10^{10} \text{ m}^3$  (3,0 Tcf) nel 2009, il 14%. Va notato come l'80% di questa crescita è stata garantita da un unico sito, il Barnett shale situato nel bacino di Fort Worth, nel Texas. Un aumento nella produzione si è avuto anche negli altri bacini, con quantità apprezzabili prodotte dagli scisti di Fayetteville e Woodford nel bacino di Arkoma, dagli scisti di Haynesville nel bacino del Texas orientale e dalla fine del 2009 dagli scisti di Marcellus, nel bacino degli Appalachi. [1]

- In Canada la scoperta di risorse non convenzionali da shale gas ha cambiato di molto le stime sul gas recuperabile; vi sono diverse regioni con siti in cui attualmente si stanno effettuando esplorazioni, in British Columbia, Alberta, Saskatchewan, Ontario, Quebec, New Brunswick e Nova Scotia. La zona in cui si sono maggiormente concentrate le ricerche è quella di Horn River nel nord-est della British Columbia. Tuttavia vi è stata una moratoria nello stato del Quebec sull'utilizzo del processo di frattura chimica del sottosuolo nelle trivellazioni per lo shale gas, in attesa di una verifica completa dell'impatto ambientale di questa operazione.

- In Australia meridionale nel luglio 2011 è stato completato con successo il primo pozzo per il recupero dello shale gas dal bacino di Cooper.
- In Cina e India giacimenti di scisti in grado di produrre gas sono presenti un po' ovunque sul territorio, anche se non ancora sviluppati. Nel novembre 2009 il presidente americano Obama ha firmato un accordo con la Cina per la condivisione della tecnologia USA per lo shale gas e per promuovere gli investimenti USA nello sviluppo dello shale gas cinese, e un simile accordo è stato siglato nel 2010 con l'India. La Cina ha lanciato un programma di ricerca nazionale sullo shale gas nell'agosto del 2010. Secondo le stime fornite le riserve potrebbero essere  $8.495 \cdot 10^{11} \text{ m}^3$  (30 Tcf). In India il giacimento di Durgapur (Bengala occidentale) nel 2011 è stato valutato come il terzo più grande giacimento del mondo.
- In Europa non si ha attualmente alcuna produzione di gas da scisti, tuttavia i successi ottenuti in questo campo nel Nord America hanno spinto i geologi di tutta Europa a effettuare ricerche sui possibili giacimenti europei. Inoltre diverse compagnie energetiche europee (la norvegese Statoil, la russa Gazprom, l'italiana ENI e la francese Total) lavorano in joint venture con le aziende americane nella produzione di shale gas negli USA e porterebbero in questo senso tecnologie e know-how nello sfruttamento dei giacimenti europei.

Le riserve di shale gas più importanti si trovano in Polonia e ammontano a circa  $6.357 \cdot 10^{11} \text{ m}^3$  (22.45 Tcf), di cui  $1.501 \cdot 10^{11} \text{ m}^3$  (30 Tcf) disponibili già da subito per l'estrazione. Se le recenti stime minime di  $1.501 \cdot 10^{10} \text{ m}^3$  (3 Tcf) fossero confermate, la Polonia avrebbe a disposizione un quantitativo di gas 200 volte superiore al suo consumo annuale (750 volte la sua produzione annuale 2009), e verrebbe così a ridursi l'importanza della Russia nell'importazione di gas.

Nel Regno Unito nel 2011 sono state trovate riserve di shale gas pari a  $5.663 \cdot 10^{12} \text{ m}^3$  (200 Tcf) nel sottosuolo del Lancashire. Questo quantitativo è 10 volte maggiore delle riserve nella parte britannica del Mare del Nord e maggiore del totale conosciuto in tutti i campi di estrazione UK.

Si stanno effettuando ulteriori ricerche in Austria, Bulgaria, Francia, Germania, Irlanda e Ungheria. [2]

## Capitolo 2

### Estrazione offshore di gas naturale

Trivellare in mare aperto per recuperare del gas naturale, spesso a centinaia di chilometri dalla terraferma, pone problematiche diverse rispetto alla trivellazione onshore. Il meccanismo di trivellazione attualmente utilizzato è pressoché uguale a quello onshore, tuttavia il fondo del mare si può trovare a migliaia di metri dalla superficie. Così come la terraferma garantisce una solida piattaforma da cui trivellare onshore, allo stesso modo in mare è necessario costruirne una artificiale. Questa può avere diverse forme, a seconda delle caratteristiche del pozzo da scavare e dalla profondità delle acque.

L'elemento più importante di una piattaforma di trivellazione è il cosiddetto "subsea drilling template". Questo dispositivo collega il pozzo sott'acqua alla piattaforma in superficie; consiste in una sorta di scatola d'acciaio con diversi fori, tanti quanti sono i pozzi che si intende scavare. Il "template" viene calato in acqua e posizionato accuratamente sul sito desiderato, spesso tramite l'utilizzo di satelliti o della tecnologia GPS. Viene scavata una prima fossa poco profonda in cui viene adagiato il template e bloccato in posizione con del cemento. In questo modo si ha la garanzia di trivellare nel luogo esatto, e inoltre viene garantita la libertà di movimento necessaria alla piattaforma, che inevitabilmente sarà esposta ai venti e alle correnti marine.

Oltre al template si installa anche un dispositivo, detto blowout preventer, che impedisce al gas di fuoriuscire in mare. Ad esso è collegato un sistema specializzato detto marine riser, che si estende materialmente dal fondo del mare alla piattaforma; il marine riser dovrà alloggiare la testa di trivellazione e l'albero di trivellazione, e comunque essere sufficientemente flessibile da garantire i movimenti alla piattaforma. Giunti posizionati strategicamente nel marine riser permetteranno al pozzo sottomarino di non essere disturbato dalla traslazione e dal rollio della piattaforma.

Vi sono due tipi fondamentali di impianti di trivellazione: quelli che possono essere spostati da un luogo all'altro e quelli permanenti. In generale si preferisce utilizzare impianti mobili per scopi esplorativi per la loro economicità; una volta trovati grandi giacimenti si costruisce una piattaforma permanente per la loro estrazione. Per le più costose strutture permanenti si parla di piattaforme di trivellazione e produzione, poiché dotate anche degli impianti per la produzione della risorsa recuperata.

Gli impianti mobili utilizzati in mare aperto si dividono in due gruppi: impianti Jack-up e semisommergibili. Gli impianti Jack-up somigliano a delle chiatte per la trivellazione, ma a differenza di quest'ultime l'impianto Jack-up una volta in acqua appoggia su tre o quattro gambe sul fondo marino, rimanendo più stabile e più sicuro, mettendo più distanza tra il pozzo e la piattaforma su cui si lavora. Ovviamente la profondità delle acque dovrà essere molto contenuta, poiché non è pratico estendere eccessivamente la lunghezza delle gambe.

Gli impianti semisommergibili sono il tipo più comune di impianto di trivellazione offshore, combinando i vantaggi di un impianto sommergibile con la possibilità di trivellare in acque profonde. Il suo principio di funzionamento consiste nella possibilità di insufflare o liberare dell'aria dalla parte inferiore del suo scafo. Si parla di semisommergibile poiché una parte dell'impianto è sommerso, ma comunque galleggia ancora sopra il sito di trivellazione. La parte inferiore dello scafo, piena di acqua, durante le operazioni di trivellazione garantisce stabilità. Questi impianti vengono mantenuti in posizione tramite enormi ancore, di peso fino a 10 tonnellate.

Si possono avere poi delle navi per la trivellazione, dotate di un foro al centro dello scafo per permettere la calata dell'albero di trivellazione. A causa delle acque molto turbolente in cui sono costrette ad operare, spesso molte navi utilizzano il sistema del "posizionamento dinamico" per rimanere in posizione sopra al sito da perforare: motori elettrici piazzati sotto lo scafo permettono alla nave di traslare in ogni direzione; questi motori sono integrati con il sistema di navigazione centrale della nave, e vengono messi in funzione automaticamente grazie al posizionamento satellitare e a sensori posti sul template. In questo modo la nave può trovarsi sempre esattamente in posizione.

Per quanto riguarda le piattaforme permanenti, queste vengono costruite su un sito accertato e provvedono al completamento dello scavo per il pozzo, alla estrazione e alla produzione. Sono estremamente costose perciò necessitano di vasti giacimenti accertati per essere economicamente convenienti. Le più grandi piattaforme permanenti del mondo sono nel Mare del Nord, sottoposte ad un clima costantemente ostile e a forti venti, fino a 110 km/h (60 nodi) e alte onde, fino a 18 metri (60 piedi). Questo richiede una progettazione molto accurata. Essendo delle strutture enormi spesso vengono costruite a pezzi vicino alla terraferma; man mano che i componenti dell'impianto vengono completati vengono portati sul luogo della trivellazione. A volte la costruzione o l'assemblaggio può addirittura avvenire mentre l'impianto viene trasportato verso la sua destinazione.

In acque basse si possono avere piattaforme fisse, collegando fisicamente la piattaforma al fondo del mare. Le "gambe" della struttura vengono costruite in acciaio o calcestruzzo; con il peso garantito da queste strutture la piattaforma rimane in posizione grazie al peso proprio, senza bisogno di essere bloccata al



fondo. Hanno il vantaggio di un'ottima stabilità al vento e alle onde, ma non è economico produrre le "gambe" oltre una certa lunghezza. Per profondità maggiori vi è la "compliant tower": una torre stretta, collegata a fondamenta sottomarine, che si collega alla piattaforma. Questa torre garantisce flessibilità al vento (perfino agli uragani) e quindi permette di lavorare a profondità maggiori. Le piattaforme "Seastar" consistono in un impianto semisommersibile collegato alle "Tension-leg" delle piattaforme più grandi. Queste "gambe" sono tralicci a travatura reticolare che si estendono dal fondo del mare alla piattaforma galleggiante, mantenute in tensione. Lavorano a profondità fino a 1050 metri (3500 piedi), permettono il movimento laterale ma non verticale; si costruiscono quando il giacimento non è sufficientemente grande da giustificare una delle piattaforme più grandi.

La piattaforma Tension-leg è la versione più grande della Seastar. Le lunghe gambe flessibili le permettono un significativo spostamento laterale (fino a 6 metri, 20 piedi) con piccolo spostamento verticale. Possono operare fino a 2100 metri (7000 piedi).

Vi sono infine le piattaforme "Spar", tra le più grandi esistenti. Consistono in un grande cilindro che supporta una piattaforma ad impianto fisso. Il cilindro non si estende fino al fondo del mare, ma è collegato al fondo da cavi; serve a stabilizzare la struttura nell'acqua e ad assorbire l'energia di eventuali uragani. La prima piattaforma Spar, nel golfo del Messico, è stata installata nel 1996 e ha un cilindro di 235 metri (770 piedi) per 21 (70 piedi) di diametro, e lavora ad una profondità di 600 metri (1930 piedi)

Vi sono infine i sistemi di produzione sottomarini: il gas viene in questo caso estratto sul fondo del mare e poi inviato ad una piattaforma di produzione. Il pozzo viene trivellato con un impianto mobile, e invece di costruire una piattaforma di produzione per quel pozzo il gas viene trasportato tramite riser o tubature sottomarine ad una stazione vicina, che può così servire diversi pozzi in una stessa area. Questi sistemi sottomarini lavorano a profondità di 2100 metri (7000 piedi) o più e non sono in grado di trivellare ma solo di estrarre e trasportare la risorsa. [3]

## **2.1 Impianti di produzione galleggianti (Floating Production Systems)**

Con l'aumento nella domanda di petrolio e gas naturale si stanno esplorando potenziali nuovi giacimenti offshore; la zona di installazione degli impianti di produzione offshore si sta spostando gradualmente verso il mare aperto, e anche la necessità di impianti multi funzionali offshore è in crescita (Jung et al. 2006). La logica conseguenza è stata l'aumento nella richiesta di impianti FPSO (Floating Production, Storage and Offloading) che possono produrre, stoccare e trasferire in mare aperto il greggio e in particolare il gas naturale, in forma

liquefatta (LNG FPSO). Le prospettive per gli impianti di produzione offshore sono brillanti nel medio e lungo termine. (International Maritime Associates Inc., 2005). I FPSO per petrolio e gas sono impianti per trasferire queste risorse alla terraferma; il loro compito è essenzialmente quello di lavorare il flusso estratto dal pozzo. Questo flusso viene tipicamente suddiviso in tre fasi, olio gas e acqua che vengono trattate per dare origine a prodotti commerciali o per essere scaricate in modo accettabile dal punto di vista dell'impatto ambientale. [4]

I sistemi di produzione galleggianti sono essenzialmente navi che possiedono in aggiunta alla possibilità di trivellare l'equipaggiamento per la produzione di gas o petrolio. Si può osservare un'immagine in figura 2.1.

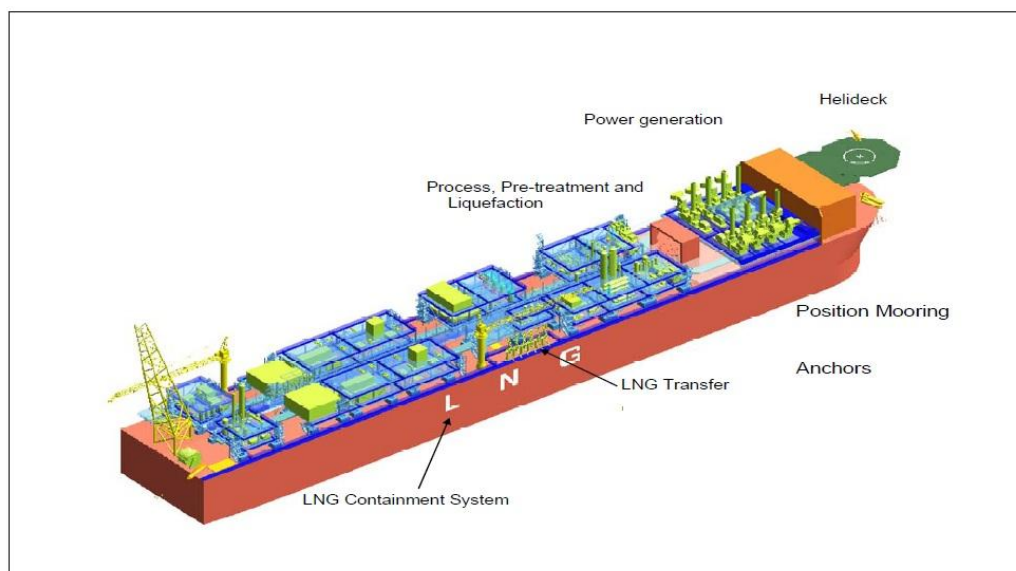


**Figura 2.1: Sistema di produzione offshore galleggiante. Fonte: [3]**

Possono a questo scopo essere utilizzati anche sistemi semisommersibili. Le piattaforme possono essere mantenute in posizione con ancore o posizionamento dinamico. In questa tipologia di impianto la testa del pozzo è attaccata al fondo del mare una volta che la trivellazione è completata, invece che essere attaccata alla piattaforma. Il petrolio o il gas estratto viene sollevato fino agli impianti di produzione a bordo della struttura semisommersibile o della nave. Questi sistemi di produzione possono operare in acque profonde fino a 1800 metri (6000 piedi). [3]

A bordo il gas viene separato dalla corrente liquida tramite processi di flash, e l'acqua presente, detta "free water" viene separata dall'olio. Questi passi rimuovono abbastanza idrocarburi leggeri da produrre un greggio stabile con una volatilità (pressione di vapore) tale da soddisfare i criteri commerciali. Il gas separato viene compresso e trattato anch'esso. Solitamente questa è una corrente di gas saturo di vapor d'acqua, per cui è necessario disidrarlo ad un livello accettabile. In alcuni giacimenti può essere necessario rimuovere gli idrocarburi più pesanti per abbassare il punto di rugiada della corrente; inoltre possono essere presenti  $H_2S$  e  $CO_2$  a livelli inaccettabili per l'acquirente e quindi da rimuovere.

La progettazione di questi impianti si compone di due fasi, una prima di “Front-End Engineering Design”, e una seconda di progettazione ingegneristica nel dettaglio. La prima fase è critica per stabilire la fattibilità dello sfruttamento di una determinata area: infatti l’analisi economica di fattibilità parte proprio dagli output forniti dalla fase di FEED. A questo punto se l’analisi economica fornisce riscontri adeguati sulla resa del giacimento ha inizio la fase di progettazione nel dettaglio. La fase FEED è quindi essenziale per decretare il successo di un progetto di sfruttamento. Gli output del procedimento FEED sono i costi totali, il peso e la disposizione (il “layout”) dell’impianto di produzione a bordo. L’ingegneria di processo permette invece di determinare capacità e taglia di quest’ultimo. Un esempio di disposizione degli impianti è mostrata in Figura 2.2. [4]



**Figura 2.2: Impianto LNG – FPSO. Fonte: Floating Liquefied Gas Terminals – Offshore Technical Guidance OTG-02, Det Norske Veritas, Marzo 2011.**

## Capitolo 3

### Lavorazione del gas naturale

#### 3.1 Composizione tipica

Il gas naturale estratto è composto normalmente di metano, etano, propano e butano. Oltre a questi composti sono presenti solitamente quantità minori di idrocarburi più pesanti e quantità variabili di sostanze gassose come azoto, anidride carbonica, idrogeno solforato. Una composizione tipica è mostrata in Tabella 3.1:

Composto	Frazione molare
<b>Idrocarburi</b>	
Metano	0.75 – 0.99
Etano	0.01 – 0.15
Propano	0.01 – 0.10
n-Butano	0.00 – 0.02
Isobutano	0.00 – 0.01
n-Pentano	0.00 – 0.01
Isopentano	0.00 – 0.01
Esano	0.00 – 0.01
Eptano e idrocarburi più pesanti	0.00 – 0.001
<b>Non idrocarburi</b>	
Azoto	0.00 – 0.15
Anidride carbonica	0.00 – 0.30
Idrogeno solforato	0.00 – 0.30
Elio	0.00 – 0.05

**Tabella 3.1:** Composizione tipica del gas naturale. Fonte: Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry [8].

In molte aree il gas naturale estratto è acido (“sour”), il che significa che contiene quantità importanti di idrogeno solforato e anidride carbonica. Quantità di anidride carbonica anche di qualche unità percentuale sono accettabili, nonostante rendano il trasporto del gas più costoso, diminuiscano le sue qualità nella combustione ed abbia un effetto corrosivo in determinate circostanze. Al contrario le concentrazioni di idrogeno solforato nel gas commerciale devono essere ridotte sotto 3 ppm a causa della sua alta tossicità; inoltre esso è

altamente corrosivo in combinazione con l'acqua e, quando bruciato, dà origine ad anidride solforosa che pure è tossica e corrosiva. Per questo motivo il "sour gas" viene desolfurato o "addolcito" per ridurre il contenuto di idrogeno solforato a tracce.

Il gas naturale, come mostrato in precedenza, può contenere quantità anche maggiori di idrocarburi pesanti rispetto a quelli mostrati in Tabella 3.1; si parla in questo caso di "rich gas" o di "wet gas", poiché normalmente è anche saturo di vapor d'acqua in condizioni normali. Queste sostanze possono condensare a temperature più basse e pressioni più alte e così rendere problematico il trasporto del gas.

Come illustrato in Figura 3.1, il comportamento di una miscela bifase di idrocarburi cambia nella regione tratteggiata: qui, a temperatura costante, il contenuto di liquido nella miscela aumenta al diminuire della pressione, e nella zona compresa tra la pressione critica e la massima pressione il contenuto di liquido aumenta in presenza di una diminuzione di pressione anche se la temperatura aumenta. Questo fenomeno è chiamato condensazione retrograda, e costituisce un problema nel trasporto del gas per le correnti liquide che si vengono a creare nel caso non siano stati eliminati dalla corrente gli idrocarburi più pesanti.

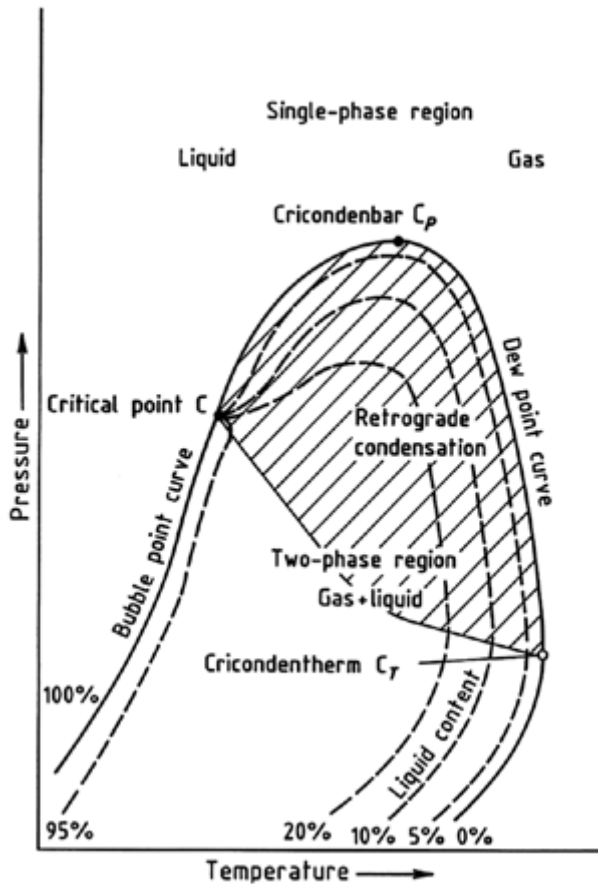


Figura 3.1: Diagramma di fase di un sistema di idrocarburi di composizione fissata. Fonte: Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry [8].

È possibile inoltre la formazione di idrati di gas; questi sono solidi simili al ghiaccio composti di acqua e idrocarburi. Gli idrocarburi che vanno dal metano al ciclo pentano possono dare origine ad idrati. La loro formazione dipende da pressione, temperatura, dimensione delle molecole e concentrazione del composto; solitamente si formano ad alta pressione e bassa temperatura, ma possono presentarsi perfino a temperature di 30°C e sotto 0,7 MPa. Abbassare il punto di rugiada dell'acqua a valori compresi tra -5°C e -8°C in relazione alla massima pressione di trasmissione è un'operazione comunemente necessaria per rispettare le specifiche sul gas commerciale

Quindi la quantità di costituenti condensabili viene normalmente diminuita drasticamente tramite refrigerazione, adsorbimento o assorbimento prima che il

gas, a questo punto definito “dry gas”, gas secco, venga trasmesso tramite metanodotti o liquefatto. [8]

### 3.2 Trattamenti

La lavorazione del gas naturale per produrre il gas commerciale può essere molto complessa, ma in generale si compone di quattro principali processi per rimuovere le varie impurità, come illustrato in Figura 3.2:

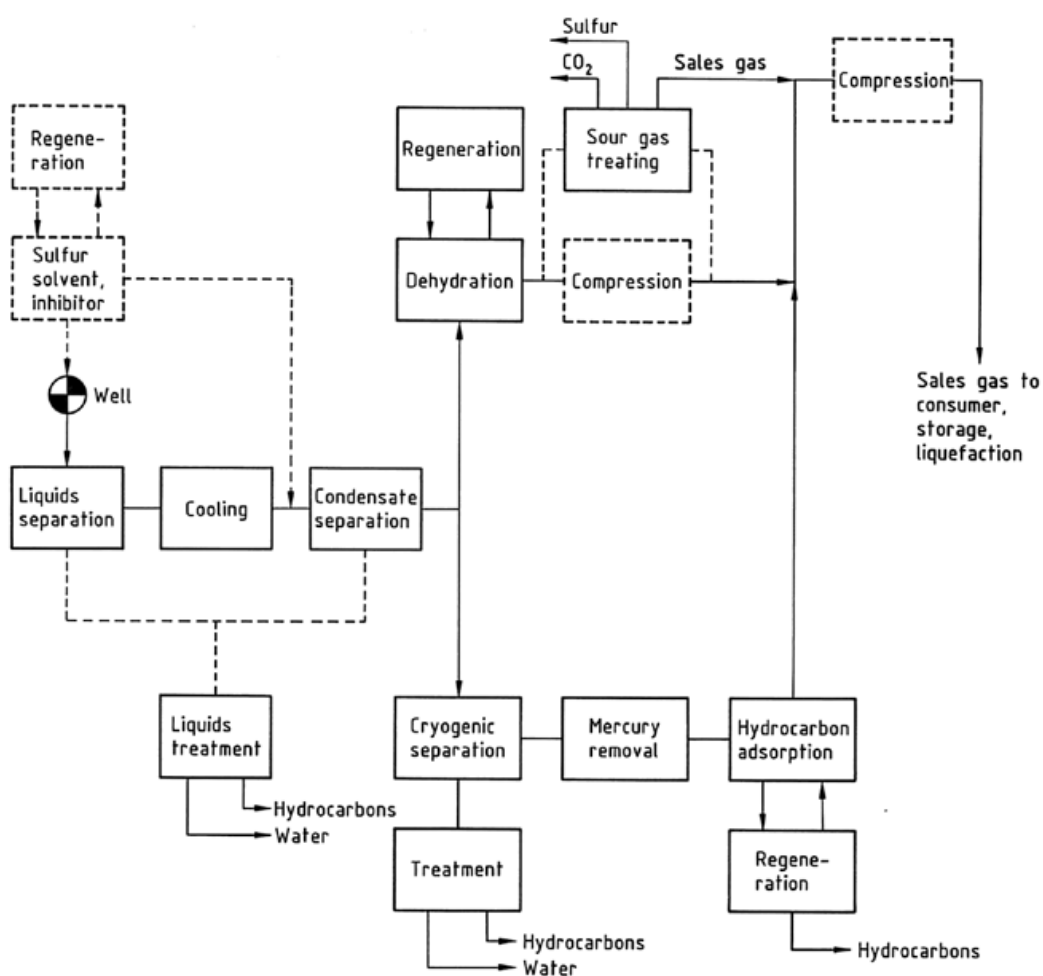


Figura 3.2: Diagramma dei processi di trattamento del gas naturale. Fonte: Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry [8].

- Rimozione di olio e condensati;
- Rimozione dell'acqua;
- Separazione dei Natural Gas Liquids (NGL);
- Rimozione di zolfo e anidride carbonica.

In figura 3.2 sono rappresentati in linea continua i processi per il trattamento di gas dolce, in linea tratteggiata quelli ulteriormente necessari in caso di gas acido. Oltre a questi processi saranno poi presenti degli scrubber e dei riscaldatori, solitamente alla bocca del pozzo o nelle sue vicinanze. Gli scrubbers servono principalmente per rimuovere la sabbia aspirata e altre particelle di grosse dimensioni. I riscaldatori garantiscono che la temperatura del gas non scenda così tanto da permettere la formazione di idrati. Anche con basse percentuali di vapor d'acqua si possono formare idrati di gas naturale, simili a cristalli di ghiaccio; se questi si accumulano possono impedire il passaggio del gas attraverso le valvole e i sistemi di raccolta. I riscaldatori vengono perciò posizionati lungo la tubazione di raccolta dove è probabile che si formino degli idrati.

### **3.2.1 Rimozione di olio e condensati**

Questa operazione è solitamente effettuata nei pressi del pozzo. Vi è una grande varietà di processi e impianti per effettuare questa operazione. La separazione può avvenire in un separatore convenzionale, cioè un recipiente in cui il gas grezzo può espandere e la separazione avviene per semplice forza di gravità. In altri casi possono essere necessari impianti più complessi come il separatore a bassa temperatura (Low Temperature Separator, LTS). Questo impianto viene usato in quei pozzi in cui si produce gas naturale in pressione insieme a petrolio greggio leggero o condensati. Questi separatori usano differenziali di pressione per raffreddare il gas naturale umido e separare l'olio e i condensati. Il gas umido entra nel separatore dopo essere stato leggermente raffreddato da uno scambiatore di calore. Il gas poi viene fatto espandere rapidamente abbassando così la temperatura. Dopo la rimozione dei liquidi formati il gas viene fatto passare nello scambiatore di calore dove viene riscaldato dal gas umido in arrivo. Variando la pressione del gas in varie sezioni del separatore è possibile variare la temperatura che fa condensare olio e una certa quantità di acqua dal flusso di gas umido. [9]

### **3.2.2 Rimozione del mercurio**

Giacimenti di gas naturale contenente mercurio sono noti in Algeria, Indonesia, Olanda e Germania. La rimozione del mercurio si rende necessaria per i problemi di tossicità che può dare durante il trattamento e l'utilizzo finale.



Impianti dedicati abbassano il contenuto di mercurio da  $5 \text{ mg/m}^3$  a meno di  $10 \text{ }\mu\text{g/m}^3$ . Una parte consistente del mercurio viene già rimossa dalla separazione a bassa temperatura (LTS). Livelli inferiori a  $5 \text{ }\mu\text{g/m}^3$  si possono ottenere con impianti di assorbimento chimico su carboni attivi impregnati di zolfo. Il mercurio è catturato anche nell'operazione di separazione delle fasi del flusso di idrocarburi liquidi. Ulteriore trattamento con solidi adsorbenti abbassa il contenuto fino a 300-20 ng/g. [8]

### 3.2.3 Rimozione dell'acqua

Per rimuovere il vapor d'acqua in soluzione nel gas naturale possono essere utilizzati trattamenti di assorbimento o adsorbimento. L'assorbimento prevede che il vapor d'acqua sia eliminato da un agente deidratante. L'adsorbimento avviene quando il vapor d'acqua viene condensato e raccolto su una superficie. La deidratazione per assorbimento viene solitamente effettuata tramite glicole, sostanza che ha un'affinità chimica con l'acqua. Un esempio di schema d'impianto è riportato in Figura 3.3:

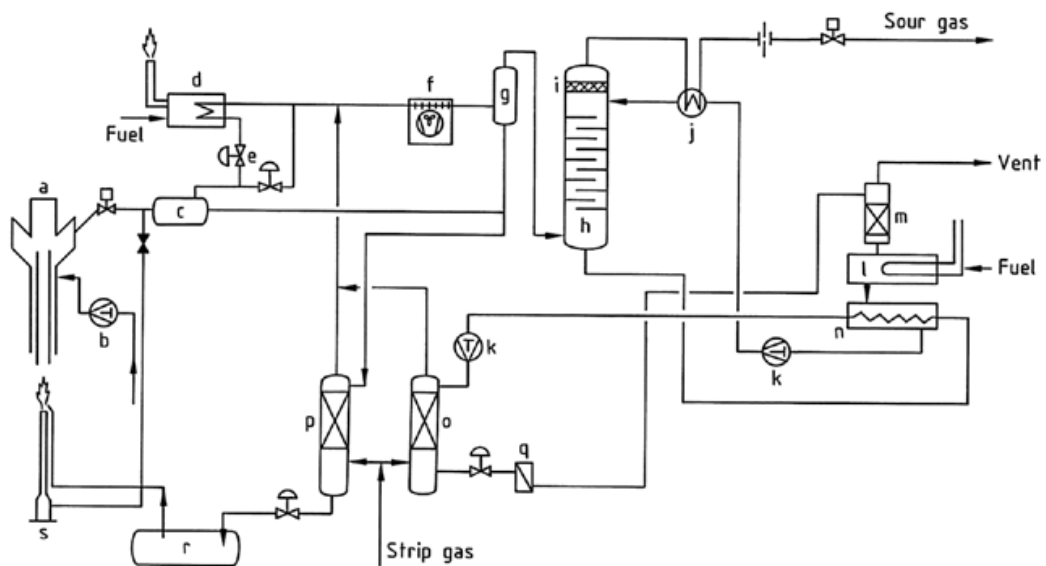


Figura 3.3: Deidratazione per assorbimento tramite glicole. a) bocca del pozzo; b) inibitore di corrosione – pompa per l'iniezione di solvente per lo zolfo; c) separatore ad alta pressione; d) riscaldatore; e) valvola di controllo del flusso; f)raffreddatore ad aria; g) separatore; h) assorbitore a glicole; i) demister; j) scambiatore di calore glicole-gas; k) pompa glicole; l) ribollitore glicole; m) stripper di alta concentrazione; n) serbatoio glicole; o) stripper di glicole; p) stripper acqua-solvente; q) filtro glicole; r) serbatoio liquidi prodotti; s) torcia. Fonte: Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry [8].

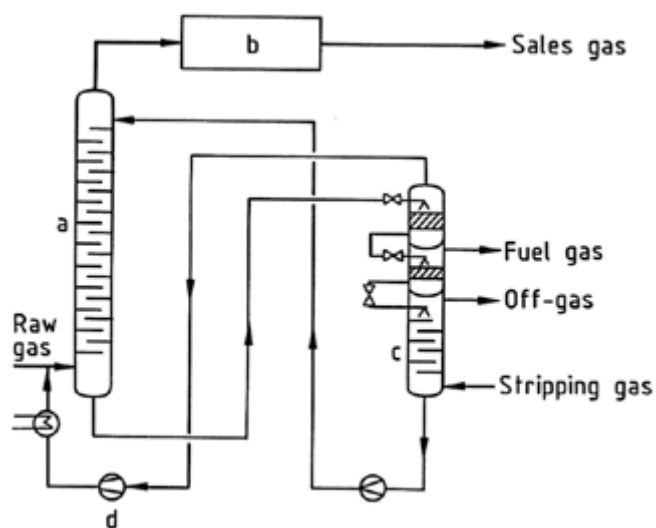
La pressione d'esercizio dell'impianto è solitamente compresa tra 2 e 10 MPa. Solitamente viene utilizzato glicole dietilene o glicole trietilene (DEG / TEG) che viene posto in contatto con il flusso di gas umido in un reattore. Una volta assorbito, le particelle di glicole diventano più pesanti e cadono sul fondo del reattore dove vengono raccolte e portate ad un bollitore in cui viene fatto vaporizzare tutta l'acqua catturata per strippaggio nel reattore. Il diverso punto di ebollizione del glicole (circa 200°C) permette la completa separazione dall'acqua e il riutilizzo nel processo di deidratazione (contenuto di acqua nel glicole inferiore a 0,3%). Un'innovazione in questo processo è stata l'aggiunta di condensatori-separatori a camera di flash, per evitare che venga rilasciato nell'ambiente del metano trasportato dal glicole. Per ridurre le quantità di metano e altri composti altrimenti persi vengono posti questi condensatori-separatori a camera di flash prima del bollitore. Nella camera di flash il metano vaporizza e può venir recuperato invece di essere di essere torciato, in percentuali secondo l'Ufficio per l'Energia Fossile del Dipartimento di Energia degli Stati Uniti del 90-99%.

La deidratazione tramite solido dessiccante è il metodo di deidratazione principale tramite adsorbimento. Il gas viene fatto passare dalla cima verso il fondo attraverso due o più torri di adsorbimento, riempite di un dessiccante solido, che può essere un filtro molecolare, allumina attivata, gel di silice granulare, o Sorbead (Na<sub>2</sub>O contenente SiO<sub>2</sub>). Questi reattori a dessiccante solido sono solitamente più efficienti di quelli a glicole, e lavorano meglio con grandi portate di gas ad alta pressione; per questo vengono solitamente posizionati in un metanodotto a valle di una stazione di compressione. Sono necessarie due o più torri poiché dopo un certo tempo il dessiccante nella torre si satura d'acqua, e per essere rigenerato e posto in condizione di operare nuovamente deve essere percorso da gas ad alta temperatura che faccia vaporizzare l'acqua e lo renda nuovamente in grado di adsorbire [9]. Con questa tecnologia è possibile arrivare ad ottenere temperature di rugiada inferiori a -70°C, necessarie in caso di impianti criogenici o di liquefazione del gas, dove tracce di acqua e anidride carbonica possono generare ostruzioni per formazione di ghiaccio. Per la rigenerazione circa il 5% del gas di purge proviene dal flusso principale di gas e viene alimentato alla pressione d'esercizio e 200-330 °C.

### **3.2.4 Rimozione di CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>S**

Uno dei processi più importanti nella lavorazione del gas naturale è quello per la rimozione di anidride carbonica e idrogeno solforato. Si è già detto della tossicità e corrosività dell'idrogeno solforato, e bisogna aggiungere che lo zolfo ricavato dall'idrogeno solforato può essere venduto separatamente. Basti pensare che negli USA il 15% della produzione nazionale di zolfo proviene

dagli impianti di trattamento del gas, secondo l'US Geological Survey. Il gas naturale viene chiamato "acido" se il suo contenuto di  $H_2S$  supera i  $5,7 \text{ g/m}^3$ . [9] La rimozione avviene tramite processi di assorbimento fisico o chimico. Nel caso di assorbimento fisico viene applicato in presenza di gas naturali ad alto contenuto di componenti acide, per cui è necessaria una rimozione selettiva dei composti di zolfo. L'anidride carbonica e l'idrogeno solforato in questo processo sono semplicemente dissolti fisicamente nel solvente. Il processo è reversibile tramite rigenerazione del solvente a pressione ridotta. Uno schema di impianto per lo scrubbing fisico è riportato in Figura 3.4:



**Figura 3.4:** Scrubbing fisico con rigenerazione per depressurizzazione e stripping. Fonte: Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry [8].

Vi sono diverse varianti per l'assorbimento fisico: il processo Purisol, Selexol, Sepsolv, Fluor, Rectisol. Lavorano tutti a temperatura ambiente tranne il Rectisol (da  $-10^{\circ}\text{C}$  a  $-30^{\circ}\text{C}$ ) ed utilizzano solventi organici ad alto punto di ebollizione. Le proprietà di assorbimento per l'anidride carbonica sono simili. Va inoltre aggiunto che è possibile procedere contemporaneamente alla deidratazione.

Nel caso di assorbimento chimico il gas viene fatto scorrere in una torre che contiene una soluzione di ammine, che possono essere di diversi tipi: monoetilammine (MEA), dietanolammine (DEA), diisopropilammine (DIPA), diglicolammine (DGA) e metildietanolammine (MDEA). La scelta del solvente dipende da diversi fattori. Le monoetilammine garantiscono un'alta purezza finale ma richiedono una grande quantità di energia per la rigenerazione, inoltre non è possibile la rimozione selettiva del solo  $H_2S$ . Le diglicolammine permettono la cattura combinata di idrogeno solforato, anidride carbonica e mercaptani. Le ammine secondarie DEA e DIPA necessitano di minor quantità

di vapore per la rigenerazione, avendo minor calore di reazione per l'assorbimento e desorbimento dei composti acidi. Le ammine terziarie MDEA sono molto più selettive per l' $\text{H}_2\text{S}$ , necessitano di meno energia per la rigenerazione e non formano prodotti di degradazione nel tempo come le precedenti.

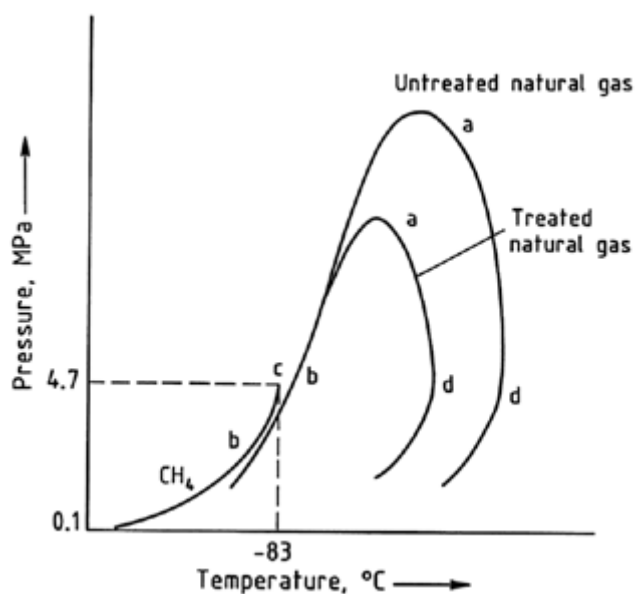
Nel caso in cui le concentrazioni di sostanze acide da rimuovere siano ridotte è possibile utilizzare processi di adsorbimento. Questo avviene tramite filtri molecolari zeolitici o ceneri attivate. Il processo di rimozione è continuo ed è perciò necessario più di un reattore di adsorbimento, in modo da garantire la continuità di funzionamento durante la fase di rigenerazione.

Con l'aggiunta di un reattore Claus è possibile ottenere zolfo elementare dalla purificazione ulteriore della corrente per reazione termica catalitica. [8]

### 3.2.5 Rimozione dei Natural Gas Liquids (NGL)

Il gas naturale estratto dal pozzo solitamente contiene diversi Natural Gas Liquids (NGL) che danno un profitto maggiore se venduti singolarmente; per questo motivo vengono separati con tecniche simili a quelle per la deidratazione del gas. [9]

La presenza di idrocarburi più pesanti del metano influenza molto il punto di rugiada della miscela, come illustrato in Figura 3.5, dove sono riportate le curve di temperatura di rugiada per una corrente non trattata e una trattata di gas naturale, oltre a quella del metano puro, per fare un confronto. La differenza di comportamento è evidente, e in esse si possono rintracciare le condizioni per l'instaurarsi della condensazione retrograda. [8]



**Figura 3.5: Diagramma di fase per gas naturale contenente idrocarburi più pesanti del metano, corrente trattata e non trattata, e per metano puro. Fonte: Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry [8].**

Il processo di rimozione avviene in due fasi, una prima in cui i natural gas liquids vengono separati dal gas naturale, e una seconda in cui questa nuova corrente viene suddivisa nelle sue diverse componenti.

I due metodi principali sono l'assorbimento e l'espansione criogenica. Grazie a questi due processi si ottiene globalmente circa il 90% della produzione totale di natural gas liquids, secondo la Gas Processors Association.

Il metodo di estrazione per assorbimento è molto simile alla deidratazione per assorbimento. La differenza principale è nell'utilizzo di un olio al posto del glicole. L'olio ha affinità con i natural gas liquids tanto quanto il glicole ha affinità con l'acqua. L'olio, inizialmente "magro", viene alimentato in cima alla torre e raccolto sul fondo, dove si presenta arricchito di propano, butano, pentano ed altri idrocarburi più pesanti. Questa miscela viene mandata in recipienti in cui viene scaldata ad una temperatura maggiore del punto di ebollizione degli NGL, ma inferiore a quella dell'olio. Il processo permette il recupero di circa il 75% dei butani, 85-90% dei pentani e molecole più pesanti. Il processo base può essere modificato per ottenere una maggiore efficienza, o per migliorare specificamente l'efficienza di recupero di un NGL in particolare. Nell'assorbimento con olio refrigerato, dove l'olio magro viene raffreddato, il recupero del propano può arrivare al 90% e quello dell'etano a circa il 40%; il recupero degli NGL più pesanti arriva vicino al 100% con questo metodo.

Il metodo per espansione criogenica consiste nel far calare la temperatura del gas a circa  $-85^{\circ}\text{C}$  ( $-120^{\circ}\text{F}$ ). È un metodo che permette il recupero di una percentuale molto più alta di etano e NGL più leggeri dalla corrente, al contrario dei processi per assorbimento. [9]

Come illustrato in Figura 3.6, nel metodo convenzionale a turbo espansore il gas ad alta pressione viene pre-trattato per la rimozione dei gas acidi, vapor d'acqua, mercurio e altri contaminanti per produrre un gas purificato utilizzabile in un processo a temperature criogeniche. Il gas trattato viene fatto condensare parzialmente tramite scambiatori di calore, sfruttando altre correnti di processo e/o refrigerazione esterna tramite propano, a seconda della composizione del gas. Il liquido condensato, ricco nelle componenti meno volatili, viene separato ed inviato alle colonne di frazionamento di media o bassa pressione per il recupero degli idrocarburi più pesanti. Il restante vapore non condensato, ricco nelle componenti più volatili, viene fatto espandere alla pressione più bassa della colonna tramite una turbina, ottenendo ulteriore raffreddamento e ulteriore condensazione. Con lo scarico della turbina alla stessa pressione della colonna di frazionamento, il flusso bifase ottenuto viene alimentato in testa alla colonna;

in questo modo la parte liquida, fredda, agisce come un riflusso, migliorando il recupero di idrocarburi pesanti. La frazione vapore si combina con il gas in testa alla colonna, da dove viene fatto uscire. Dopo un recupero termico il gas viene ricompresso a pressione maggiore, adatta all'invio nei metanodotti o per la liquefazione (LNG). [10]

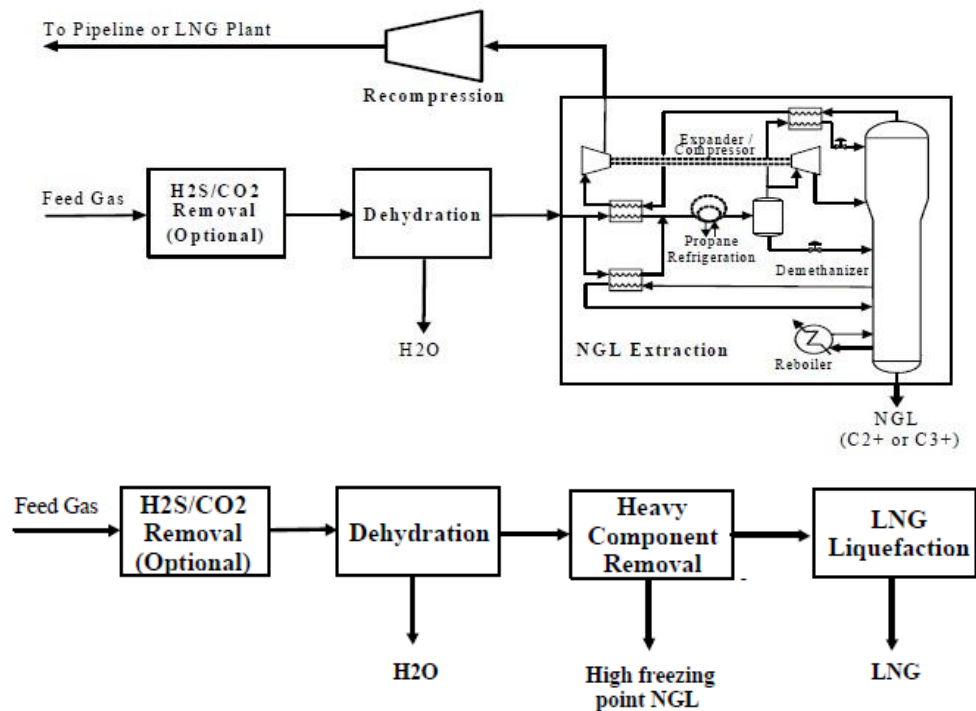


Figura 3.6: Processo di estrazione dei NGL dalla corrente gassosa tramite espansione criogenica in turbina, schema di impianto e diagramma a blocchi. [10]

L'efficienza di recupero delle componenti più leggere, come l'etano, è così del 90-95%. Da non trascurare è inoltre il recupero di energia che si può ottenere tramite la turbina, che riduce i costi per ricomprimere il gas naturale così privato dell'etano.

Il flusso di NGL mescolati ottenuto deve essere ulteriormente lavorato per separare tra loro le diverse componenti. Il processo utilizzato è il frazionamento, in cui i vari NGL vengono fatti bollire ed estratti uno ad uno. Il processo inizia con l'estrazione dei composti più leggeri e procede via via verso i più pesanti. Le torri di frazionamento vengono utilizzate in quest'ordine:

- De-etanizzatore
- De-propanizzatore
- De-butanizzatore
- De-isobutanizzatore (per isobutani e normal-butani). [9]

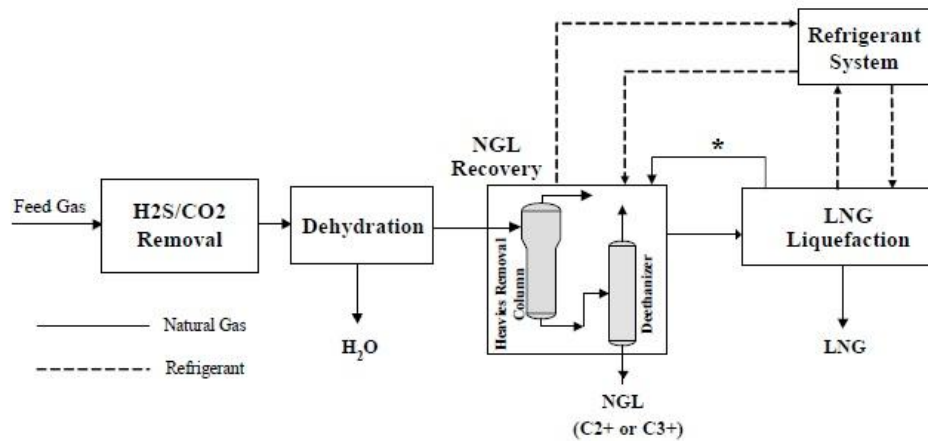
### 3.3 Liquefazione del gas naturale

Spesso il trasporto del gas verso mercati lontani attraverso i metanodotti non è economicamente o tecnicamente fattibile, per cui la liquefazione del gas e il suo trasporto tramite navi metaniere è diventato sempre più utilizzato ed accettato. La liquefazione del gas permette di ridurre enormemente il volume, rendendo possibile lo stoccaggio e il trasporto di grandi volumi di questa risorsa. La richiesta di gas naturale liquefatto è in continuo aumento nel mondo, e il gas naturale liquefatto costituisce una modalità di approvvigionamento altamente affidabile. Come esempio basti pensare che l'impianto di Kenai (Alaska) della ConocoPhillips ha rifornito di gas liquefatto il Giappone per oltre 35 anni senza mai perdere un cargo.

Siccome la liquefazione richiede una grande quantità di energia per la refrigerazione, i sistemi di refrigerazione costituiscono una grande porzione di un impianto di liquefazione. Sono stati sviluppati ed utilizzati diversi processi, le differenze tra di essi risiedono principalmente nel tipo di cicli di refrigerazione utilizzati. Le tecnologie per LNG più comuni sono:

- ConocoPhillips LNGSM Process: questo processo, in precedenza conosciuto come Philips Optimized Cascade LNG Process utilizza componenti puri in cascata come refrigerante. Questo processo garantisce alta affidabilità ed efficienza. Per lo scambio termico sono ampiamente utilizzati gli scambiatori a piastre in alluminio brasate; queste garantiscono solidità all'impianto su cui è semplice effettuare manutenzione e operare. I refrigeranti solitamente utilizzati sono il propano, l'etilene e il metano.
- Processo a miscela di refrigeranti pre-raffreddato a propano: questo processo utilizza come refrigerante una miscela multicomponente di idrocarburi tipicamente comprendente propano, etano, metano e opzionalmente altre componenti leggeri in un ciclo. Per lo scambio termico si utilizza generalmente un grande scambiatore a spirale. Un ciclo di refrigerazione separato alimentato a propano viene utilizzato per pre-raffreddare il gas naturale e il flusso di miscela refrigerante ad approssimativamente  $-37.2^{\circ}\text{C}$  ( $-35^{\circ}\text{F}$ ).
- Processo a singola miscela di refrigeranti: questo processo include idrocarburi più pesanti nella miscela multi-componente, ad esempio butani e pentani, ed elimina il ciclo a propano per il pre-raffreddamento. Il processo presenta la semplicità di una singola compressione, che è vantaggiosa per impianti LNG piccoli.

Per aumentare l'efficienza degli impianti di LNG sono stati creati nuovi processi che integrano il recupero dei Natural Gas Liquids con la liquefazione del gas. L'esempio di impianto integrato più semplice è mostrato in Figura 3.7:



**Figura 3.7: Processo integrato per liquefazione di gas naturale e recupero di Natural Gas Liquids. [10]**

Il recupero dei NGL integrato alla liquefazione permette una riduzione dei costi d'investimento riutilizzando praticamente tutti gli impianti della NGL facility per la produzione di LNG; inoltre ciò aumenta l'efficienza termodinamica globale del sistema. I vantaggi si possono riassumere come segue:

- Riduzione combinata di costi d'investimento e costi variabili;
- Riduzione combinata delle emissioni di CO<sub>2</sub> e NO<sub>x</sub> migliorando l'efficienza termodinamica del processo globale;
- Più alto recupero di propano ed etano ottenibile.

[10]



## Capitolo 4

### Condensatori ad aria

Un condensatore ad aria è uno scambiatore di calore che permette di scaricare il calore di un fluido direttamente all'aria ambiente. L'ovvio vantaggio è di non necessitare di acqua per il raffreddamento, il che significa che impianti che necessitano di grandi capacità di raffreddamento non necessitano di essere localizzati vicino ad una fonte di acqua quale può essere un fiume o il mare.

L'utilizzo di scambiatori ad aria onshore presenta alcuni vantaggi:

- Viene eliminato l'alto costo dell'acqua incluse le spese per il trattamento delle acque;
- Si evita l'inquinamento chimico e termico delle acque;
- L'installazione è semplificata grazie all'eliminazione del sistema di condutture per l'acqua di raffreddamento;
- Il posizionamento dello scambiatore non è legato alla presenza di una fonte di acqua;
- La manutenzione può essere ridotta con l'eliminazione delle caratteristiche di sporcamento (fouling) dell'acqua che possono richiedere frequenti opere di pulitura degli scambiatori alimentati ad acqua;
- Gli scambiatori ad aria continuano ad operare, anche se a capacità ridotta, grazie allo scambio radiativo e alla circolazione dell'aria per convezione naturale in caso di mancanza di energia;
- Il controllo di temperatura del fluido di processo può essere ottenuto facilmente tramite l'utilizzo di interruttori, pale dei ventilatori ad angolo di incidenza variabile, trasmissioni a velocità variabile, o in caso di installazioni multiple tramite lo spegnimento di alcuni ventilatori.

Gli svantaggi correlati all'utilizzo di scambiatori ad aria sono essenzialmente:

- Maggiore superficie di scambio termico rispetto ad uno scambiatore ad aria a causa delle scarse capacità di trasporto termico dell'aria rispetto all'acqua;
- La differenza di temperatura di approach, 10-15 K solitamente, sono maggiori di quelle per scambiatori ad acqua, 3-5 K. Ovviamente è possibile progettare scambiatori con approach minori, ma questo causa un aumento dei costi;
- Il funzionamento invernale richiede misure speciali per evitare il congelamento del fluido di processo o la formazione di brina sulla superficie esterna dei tubi;

- La movimentazione di grandi portate di aria di raffreddamento viene ottenuta tramite ventilatori con grandi pale in rotazione ad alte velocità, che generano rumore per turbolenza e alte velocità all'apice [7].

#### 4.1 Descrizione dei componenti

Un condensatore ad aria è costituito dai seguenti componenti (si veda figura 4.1):

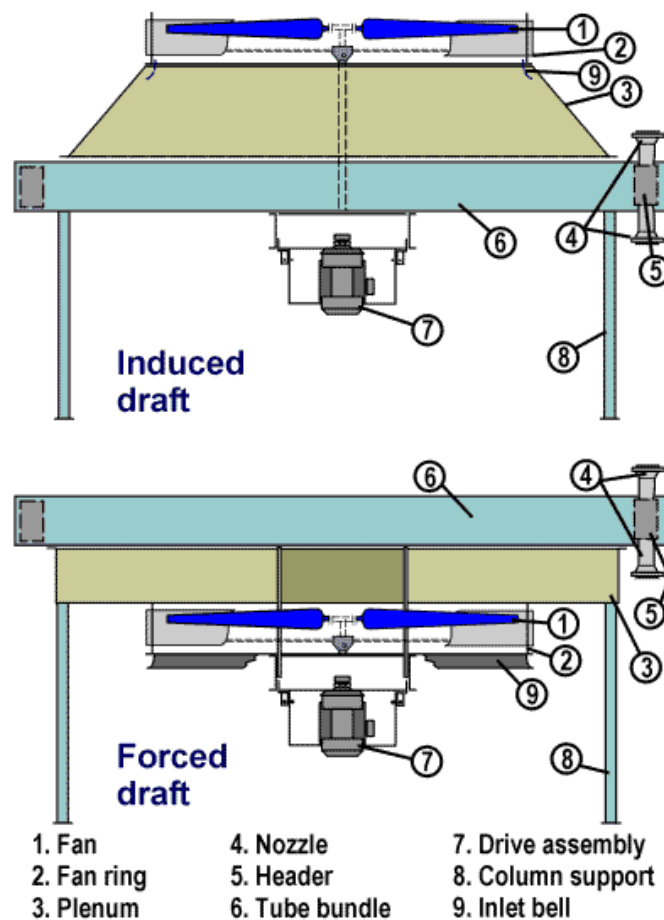


Figura 4.1: condensatore ad aria, configurazione aspirante e premente. Fonte: HUDSON products.

- Uno o più fasci di tubi di superficie di scambio termico;
- Un dispositivo per la movimentazione dell'aria, come un ventilatore;
- A meno che si abbia tiraggio naturale, una guida o una trasmissione di potenza per ruotare meccanicamente il ventilatore;

- Un plenum tra fascio o i fasci di tubi e il dispositivo per la movimentazione dell'aria;
- Una struttura di supporto alta a sufficienza da garantire l'entrata di una quantità d'aria sufficiente con una portata adeguata;

Vi saranno poi altri componenti opzionali come:

- Passerelle per la manutenzione della testata e del ventilatore con scale;
- Aperture di ventilazione per il controllo della temperatura di uscita;
- Condotti di ricircolo e camere per la protezione contro il congelamento o la solidificazione di fluidi ad alto punto di congelamento nella stagione fredda;
- Mozzo del ventilatore a passo variabile per il controllo della temperatura e risparmio energetico.

Il fascio tubiero è un insieme di tubi, testate, paratie laterali e supporti come mostrato in figura 4.2:

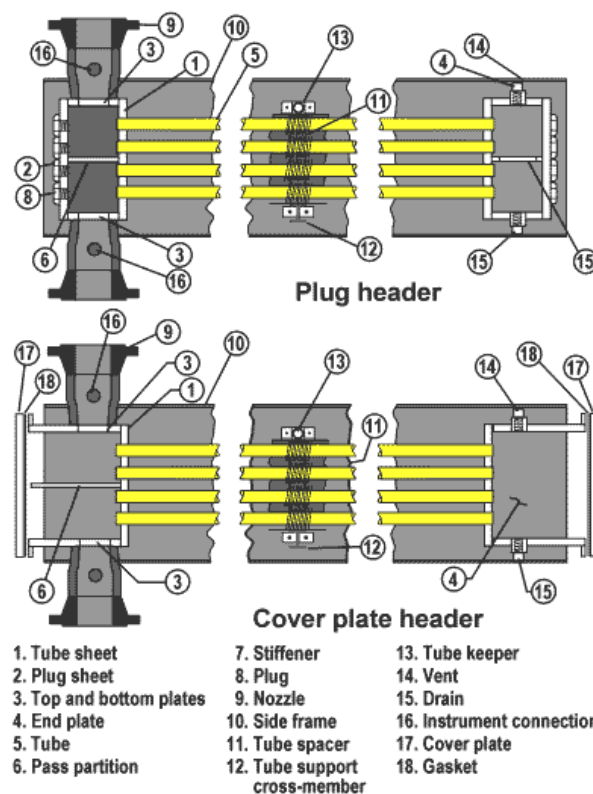


Figura 4.2: tipico aspetto dei fasci tubieri. Fonte: HUDSON products.



Solitamente la superficie dei tubi esposti al passaggio dell'aria ha una superficie incrementata tramite alettatura per compensare i bassi valori del coefficiente di

scambio termico dell'aria a pressione atmosferica e ad una velocità necessariamente bassa per mantenere contenuti i consumi energetici del ventilatore.

I tubi sono solitamente circolari di qualunque metallo adatto al tipo di processo, tenuto conto delle eventuali limitazioni dovute alla corrosione, pressione e temperatura. Le alette sono solitamente elicoidali o a piastra, e sono solitamente di alluminio per avere buona conduttività termica e risparmio economico nella loro fabbricazione. Le alette in acciaio sono utilizzate in caso di applicazioni che richiedono temperature molto alte.

Le alette sono attaccate ai tubi in modi diversi:

- Tramite un processo di estrusione in cui le alette vengono estruse dalla parete di un tubo di alluminio che è integralmente collegato alla superficie del tubo "base" per l'intera lunghezza;
- Tramite avvolgimento elicoidale di una striscia di alluminio per alloggiarla in una spirale pre-tagliata sulla superficie del tubo base e successivo piegamento dei bordi della spirale contro la base dell'aletta per ancorarla saldamente alla superficie.
- Tramite avvolgimento di una striscia di alluminio che è appoggiata alla base mentre viene avvolta sul tubo base.

Sezione tubo alettato	Temperatura massima esercizio	Resistenza alla corrosione atmosferica	Resistenza meccanica	Performance Termica
	300°C	Eccellente	Eccellente	Molto buona
	400°C	Bassa	Molto buona	Molto buona

		120°C	Media	Bassa	Media
---	---	-------	-------	-------	-------

**Tabella 4.1: sezione di tubi alettati. Fonte: Batignolles [6].**

Spesso nelle alette vengono intagliate delle dentellature, per causare un'interruzione dello strato limite dell'aria che aumenta la turbolenza e in questo modo aumenta il coefficiente di scambio termico con un aumento modesto della caduta di pressione lato aria e della potenza del ventilatore.

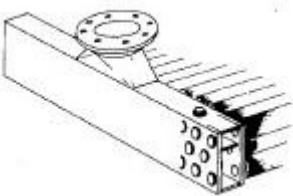

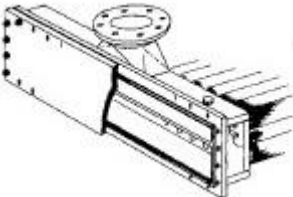

La scelta del tipo di alette è di grande importanza. La scelta è influenzata dal costo, temperature di esercizio e condizioni atmosferiche. I coefficienti di scambio termico e le cadute di pressione sono diversi per ogni tipo di aletta [5].

I tubi con alette estruse ("1" in tabella 4.1) garantiscono la migliore protezione del tubo base dalla corrosione atmosferica così come buoni coefficienti di scambio termico, dall'installazione iniziale al procedere della vita dello scambiatore [5]. Questa è la configurazione più utilizzata per temperature inferiori a 300°C (560°F). Le alette alloggiato nella spirale ("2" in tabella 4.2) garantiscono un coefficiente di scambio termico prevedibile con continuità al passare del tempo e dovrebbero essere utilizzate in presenza di temperature tra i 300°C e i 400°C (560-750 °F). Le alette avvolte ("3" in tabella 4.3) possono essere utilizzate sotto i 120°C (250°F), comunque il contatto tra l'aletta e il tubo si allenterà col tempo e il coefficiente di scambio termico non è prevedibile con certezza su tutta la vita del condensatore. In questi casi si abbassa l'efficacia del tubo con alette avvolte per considerare questa probabilità [6].

Ci sono molte configurazioni possibili per i tubi alettati, ma è economico per i costruttori adottare un numero limitato di design standard. I tubi vengono realizzati in lunghezze tra i 1.83 m (6 piedi) e i 18.3 (60 piedi) e in diametri che variano da 15.88 mm a 152.4 mm (5/8 - 6 pollici), i più comuni di 25.4 mm (1 pollice). Le alette sono solitamente elicoidali, da 275 a 433 alette/m (7-11 alette/pollice), alte da 7.94 mm a 25.4 mm (5/16 - 1 pollice). Il rapporto tra la superficie estesa e quella di base varia da 7:1 a 25:1. I fasci sono rettangolari e tipicamente sono costituiti da 2 a 10 file di tubi alettati disposti a triangolo. I fasci vengono impilati, con profondità fino a 30 file per condizioni d'esercizio particolari. Il passo tra i tubi è solitamente tra 2 e 2.5 diametri del tubo. L'area libera netta per il passaggio dell'aria tra i fasci è di circa il 50% dell'area frontale. I tubi sono arrotolati o saldati tra due testate.

Le testate consistono di un tubo di lamiera, piastre di cima, fondo e terminali, ed una piastra di copertura che può essere saldata o avvitata. Se la piastra è saldata

dovranno essere realizzati e filettati dei fori in corrispondenza dei tubi per permettere la manutenzione di quest'ultimi. Piastre di copertura imbullonate vengono utilizzate per garantire un più facile accesso alle testate in condizioni di sporco (fouling) molto pesante. Vi sono poi dei setti, saldati nelle testate, per stabilire il percorso del fluido all'interno dei tubi, generando velocità compatibili per avere una condizione più vicina possibile al controcorrente, per avere la massima differenza di temperature medie. I setti garantiscono anche la resistenza strutturale. Testate suddivise orizzontalmente possono essere necessarie per tener conto dell'espansione differenziale dei tubi in condizioni di esercizio con grandi differenze di temperatura ad ogni passo. In Tabella 4.2 vengono illustrate le caratteristiche delle testate più comunemente utilizzate:

		<p>La "Plug Header" è la testata più comunemente utilizzata per pressioni d'esercizio fino a 250 bar.</p>
		<p>La testata "Cover Plate" viene utilizzata in presenza di fluidi con alti fattori di sporco, quando la pulizia meccanica è necessaria di frequente, per pressioni fino a 30 bar.</p>

**Tabella 4.2: diversi tipi di testate. Fonte: Batignolles [6].**

I fasci vengono solitamente disposti orizzontalmente con l'ingresso dell'aria dal basso e lo scarico verso l'alto. In taluni casi i fasci vengono disposti verticalmente con l'aria che passa attraverso in direzione orizzontale, come nelle torri evaporative a tiraggio naturale dove i fasci sono disposti verticalmente alla periferia della base della torre. I fasci possono essere disposti anche in una configurazione ad "A" o "V", avendo come principale vantaggio quello del risparmio di superficie di terreno. Gli svantaggi di queste configurazioni consistono in maggiori potenze per il ventilatore per una data capacità e minore performance quando il vento sui lati esposti ostacola il flusso dell'aria. In generale si può affermare che più lunghi sono i tubi e maggiori sono il numero di file, minori sono i costi della superficie di scambio termico per metro

quadro. Uno o più fasci per la stessa operazione o per operazioni diverse possono essere raggruppati in un'unità (bay) con una serie di ventilatori. Tutti i fasci combinati in una singola unità avranno la stessa caduta di pressione statica lato aria. Di conseguenza fasci combinati con diverso numero di file dovranno essere progettati con diverse velocità frontali.

I condensatori ad aria sono equipaggiati con un certo numero di ventilatori assiali come dispositivo per movimentare l'aria.

Questi ventilatori possono essere disposti in modo da spingere l'aria attraverso i fasci di tubi, in questo caso si parla di tiraggio forzato (forced draft); oppure possono aspirare l'aria attraverso i fasci di tubi, e allora si parla di ventilatori a tiraggio indotto (induced draft). Per garantire la ridondanza in caso di malfunzionamento meccanico di un ventilatore e garantire un controllo di base del processo facendo funzionare uno o due ventilatori, in genere un fascio o un insieme di fasci viene equipaggiato con due ventilatori.

Si può vedere un esempio in figura 4.3:



**Figura 4.3: ventilatori a flusso assiale. Fonte: HUDSON products.**

Anche la distribuzione dell'aria attraverso il fascio di tubi è di importanza critica per avere coefficienti di scambio termico uniformi e prevedibili. Si ottiene ciò adeguando il numero di ventilatori e la perdita di carico statica attraverso il fascio. È buona pratica mantenere l'area proiettata del ventilatore come minimo al 40% dell'area frontale proiettata del fascio di tubi e la perdita di carico statica

del fascio ad almeno 3.5 volte la perdita di carico dinamica attraverso l'anello del ventilatore.

Per un'unità a due ventilatori questo è in genere verificato se il rapporto tra la lunghezza dei tubi rispetto alla larghezza del fascio è tra 3 e 3.5 e il numero di file di tubi è mantenuta a 4 file minimo, con l'area libera netta per il flusso dell'aria a circa il 50% dell'area frontale del fascio.

I ventilatori possono avere diametri variabili tra 0.91 e 18.28 m (3 - 60 piedi), e avere da 2 a 20 pale. Le pale possono essere fatte di diversi materiali: acciaio, alluminio o plastica rinforzata con fibra di vetro; possono essere solide o cave; le pale cave in plastica sono le più comuni. Le pale possono avere bordi lineari o essere modellate; i tipi più efficienti hanno una grande corda vicino al centro e si rastremano avendo una corda più corta all'apice, con una leggera curvatura. La curvatura e la rastremazione compensano le minori velocità della pala vicino al centro per produrre un profilo di velocità uniforme ed efficiente.

I ventilatori possono avere pale fisse o con inclinazione regolabile. Tranne che per piccoli diametri (meno di 1.52 m (5 piedi)) la maggior parte dei ventilatori hanno pale a inclinazione regolabile. Queste possono essere di due tipi: regolabili manualmente (a ventilatore spento) o automaticamente (con ventilatore in esercizio). La maggior parte dei ventilatori con regolazione automatica dell'inclinazione effettuano questa regolazione tramite un diaframma attuato pneumaticamente che lavora su grandi molle contenute nel mozzo.

Il plenum è una regione chiusa che permette un flusso d'aria senza turbolenze (smooth air flow) tra il ventilatore e il fascio. I plenum possono essere del tipo a scatola o a pareti inclinate. Il tipo a pareti inclinate garantisce una migliore distribuzione dell'aria sui fasci, ma è utilizzato quasi esclusivamente in tiraggio indotto poiché nella configurazione a tiraggio forzato i lati inclinati creano difficoltà strutturali nel porre il ventilatore appeso.

I ventilatori possono essere fatti ruotare per mezzo di motori elettrici, turbine a vapore, motori a gas o carburante liquido, o motori idraulici. La scelta nella stragrande maggioranza dei casi è per il motore elettrico. I motori idraulici si usano in alcuni caso dove l'energia elettrica non è disponibile; i motori idraulici permettono anche di variare la velocità di rotazione, ma hanno basse efficienze.

Il riduttore di velocità più comune è la trasmissione a cinghia positiva ad alta coppia, che utilizza pignoni accoppiati con gli ingranaggi della cinghia di distribuzione. Si usano con motori con potenza fino a 37.3 – 44.7 kW (50-60 Hp), e con ventilatori con pale fino a 5.49 m (18 piedi) di diametro. Cinghie trapezoidali a banda si usano ancora con ventilatori di piccola o media taglia, e trasmissioni ad ingranaggi vengono utilizzate per diametri molto grandi. La velocità del ventilatore viene regolata utilizzando un'opportuna combinazione di pignoni o dimensioni delle pulegge con cinghie di distribuzione o cinghie trapezoidali, e selezionando un opportuno rapporto di riduzione con gli ingranaggi.



La velocità all'apice delle pale non deve superare i 61 m/s (12000 piedi/min) per ragioni meccaniche, e può essere ridotta per avere minori livelli di rumore. I motori e le velocità dei ventilatori vengono talvolta regolate con trasmissioni a frequenza variabile. Uno schema dei componenti meccanici si può osservare in figura 4.4:

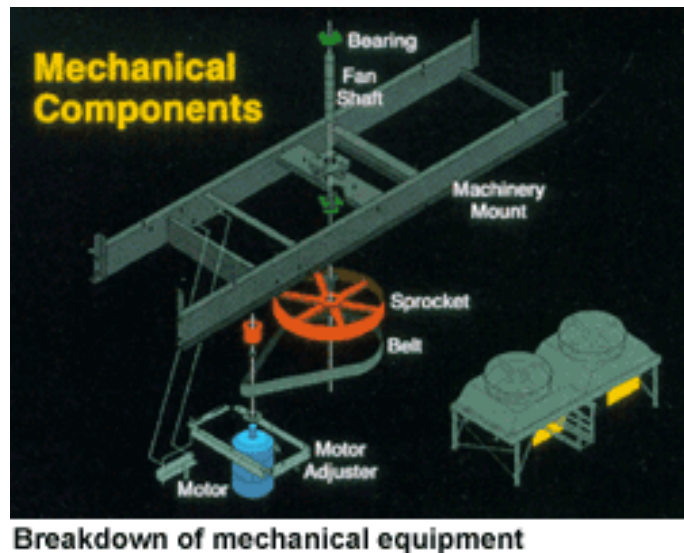


Figura 4.4: spaccato dei componenti meccanici. Fonte: HUDSON products.

La struttura di sostegno comprende colonne, bracci e traverse che sostengono lo scambiatore ad un'altezza sufficiente da terra per garantire l'entrata di una portata adeguata di aria dal basso con una velocità di approccio sufficientemente bassa da consentire prestazioni del ventilatore in condizioni di passaggio non impedito e per prevenire indesiderati ricircoli di aria calda. Per risparmiare spazio a terra nelle raffinerie di petrolio e negli impianti chimici gli scambiatori ad aria sono sostenuti da impalcature di tubi, con tutti i componenti e gli accessori ad occupare lo spazio sotto l'impalcatura. Le strutture devono essere progettate adeguatamente tenendo conto di vento, neve, scosse sismiche, complesso di tubature, carichi costanti e variabili.

## 4.2 Metodi di calcolo per la progettazione

Vi sono poi ulteriori parametri da considerare nel design termico di un condensatore ad aria rispetto agli scambiatori a fascio tubiero. In generale i condensatori ad aria sono sottoposti ad una grande varietà di condizioni climatiche continuamente in cambiamento che pongono problemi di controllo del processo che non hanno equivalenti con gli scambiatori a fascio tubiero.

Nella progettazione si dovrà ottenere un equilibrio economico tra il costo dell'energia elettrica consumata dai ventilatori e l'investimento iniziale per i componenti. Molto importante è la scelta del valore di temperatura ambiente utilizzato per la progettazione. La portata d'aria e la temperatura di scarico dell'aria sono inizialmente ignote e possono essere fatte variare al momento della progettazione variando il numero di file di tubi e perciò variando l'area frontale.



Siccome il numero di file di tubi, l'area frontale, la velocità dell'aria frontale e la geometria della superficie possono tutte essere fatte variare si possono generare diverse soluzioni per un dato problema termico. Comunque vi sarà una soluzione ottimale in termini di costi fissi e costi variabili.

La relazione di scambio termico basilare che si applica agli scambiatori a fascio tubiero si applica anche agli scambiatori ad aria; si tratta dell'equazione di Fourier:

$$Q = U A (T - t)_{\text{medio}}$$

Dove

$$(T - t)_{\text{medio}} = CMTD = LMTD \cdot F = \frac{[(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)]}{\ln \left[ \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right]} \cdot F$$

(LMTD= differenza di temperatura media logaritmica ; CMTD = differenza di temperatura media corretta)

F è un fattore che corregge la differenza di temperatura media logaritmica per ogni deviazione dalla condizione reale di flusso controcorrente. Negli scambiatori ad aria l'aria fluisce sostanzialmente senza mescolamento verso l'alto attraverso i fasci e il fluido di processo può scorrere avanti e indietro e verso il basso seguendo il percorso dato dalla disposizione dei passi. Con quattro o più passi verso il basso il flusso si considera pienamente controcorrente e quindi il fattore F assume il valore 1.

Inizialmente sono incognite l'area, il coefficiente di scambio termico globale e la temperatura di uscita dell'aria. L'approccio tradizionale nella progettazione di scambiatori ad aria prevede un calcolo iterativo sia sul CMTD che sul flusso termico finchè l'area soddisfi entrambi. Nello specifico, si suppone una temperatura di uscita dell'aria, si calcola il CMTD, si assume un coefficiente di scambio termico globale e quindi si sceglie una taglia per lo scambiatore fissando così l'area per lo scambio termico necessaria. Si suppone un'appropriata velocità frontale per calcolare la temperatura di uscita dell'aria, e a questo punto si procede con le iterazioni finchè la temperatura di uscita di tentativo coincide con la temperatura di uscita dell'aria calcolata. I singoli coefficienti di scambio termico e quello globale vengono così calcolati, e l'intero processo si ripete finchè il valore calcolato di U e CMTD sono sufficientemente vicini ai valori ipotizzati.

Comunque, vi è anche un altro metodo che elimina il processo iterativo sulla CMTD, e lo presenta soltanto per il coefficiente di film lato tubo. Si tratta del metodo NTU descritto da Kays e London in "Compact Heat Exchangers".

Si assumono le seguenti definizioni:

Capacità termica del fluido caldo:

$$C_h = C_{tubo} = (M \cdot cp)_{aria} = Q/t$$

Capacità termica del fluido freddo:

$$C_c = C_{aria} = (M \cdot cp)_{aria} = Q/(t_2 - t_1)$$

Numero di unità di trasferimento NTU:

$$NTU = \frac{A \cdot U}{C_{min}}$$

Rapporto tra le capacità termiche:

$$R = C_{min}/C_{max}$$

Efficienza di scambio termico dello scambiatore ad aria:

$$e = \frac{C_h(T_1 - T_2)}{C_{min}(T_1 - t_1)} = \frac{C_c(t_2 - t_1)}{C_{min}(T_1 - t_1)}$$

In seguito è presente una tabella contenente valori tipici per il coefficiente di scambio termico per gli scambiatori di calore ad aria:

<b>Operazione di condensazione</b>	<b>U (W/m<sup>2</sup>K)</b>	<b>U (Btu/ h ft<sup>2</sup> °F)</b>
Riattivatore di ammine	567.8 - 681.4	100 - 120
Ammoniaca	596.2 - 709.8	105 - 125
R12	425.87 - 511.04	75 - 90
Nafta pesante	397.47 - 511.04	70 - 90
Benzina leggera	539.43	95
Idrocarburi leggeri	539.43 - 596.21	95 - 105
Nafta leggera	454.26 - 567.8	80 - 100
Effluente da reattore Platformers, Hydroformers, Rexformers	454.26 - 567.8	80 - 100
Vapore 0-138000 Pa (0-20 psig)	766.57 - 1135.65	135-200
<b>Operazione di raffreddamento gas</b>	<b>U (W/m<sup>2</sup>K)</b>	<b>U (Btu / h ft<sup>2</sup> °F)</b>
Aria o gas di scarico@ 3.45 bar (50 psig) (ΔP=0.069 bar, 1 psi)	56.78	10
Aria o gas di scarico @ 6.9 bar (100 psig) (ΔP=0.138 bar)	113.57	20
Aria o gas di scarico@ 6.9 bar (100 psig) (ΔP=0.345 bar)	170.34	30
Flusso da reattore ammoniacca	511.04 - 624.61	90-110
Idrocarburi gassosi@1.035-3.45 bar	170.34 - 227.13	30-40

(15-50 psig) ( $\Delta P=0.069$ bar)		
Idrocarburi gassosi@3.45-17.25 bar (50-250 psig) ( $\Delta P=0.138$ bar)	283.91 – 340.7	50-60
Idrocarburi gassosi@17.25-103.25 bar (250-1500 psig) ( $\Delta P=0.345$ bar)	397.48 – 511.04	70-90
<b>Operazioni di raffreddamento liquidi</b>	<b>U (W/m<sup>2</sup>K)</b>	<b>U (Btu / h ft<sup>2</sup> °F)</b>
ENGINE JACKET WATER	738.17 – 880.13	130-155
Olio combustibile	113.57 – 170.35	20-30
Liquidi da Hydroformer e Platformer	482.65	85
Gasolio leggero	397.48 – 511.04	70-90
Idrocarburi leggeri	511.04 – 681.39	90-120
Nafta leggera	511.04	90
Acqua di processo	681.39 – 823.35	120-145
Residui	56.78 – 113.57	10-20
Tar	28.39 – 56.78	5-10

Tabella 4.3: valori tipici per il coefficiente di scambio termico per gli scambiatori di calore ad aria. Fonte: HUDSON products.

I coefficienti si basano su una superficie esterna dei tubi di 25.4 mm (1 inch) di diametro esterno con 393.7 alette/m (10 alette/inch) piane estruse di alluminio, alte 15.88 mm (5/8 inch) e con rapporto di superficie 21.2 : 2.

### 4.3 Ventilatori aspiranti e prementi: vantaggi e svantaggi

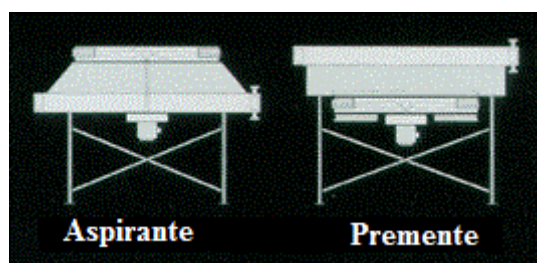


Figura 4.5: comparazione di unità aspiranti e prementi. Fonte: HUDSON products.

La configurazione aspirante presenta i seguenti vantaggi:

- Miglior distribuzione dell'aria attraverso il fascio;
- Minor possibilità di ricircolo di aria calda all'aspirazione; l'aria calda viene scaricata verso l'alto ad approssimativamente 2.5 volte la velocità all'aspirazione, o a circa 7.6 m/s (1500 piedi/min).
- Miglior controllo sul processo e stabilità poiché il plenum copre il 60% dell'area frontale del fascio di tubi, riducendo gli effetti di sole, pioggia e grandine;
- Maggior capacità nella condizione di ventilatore spento o di malfunzionamento, poiché l'effetto del tiraggio naturale è molto maggiore.

Gli svantaggi e le limitazioni comprendono:

- Possibili maggiori potenze richieste se l'aria ambiente è molto calda;
- Limitazione sulla temperatura di scarico dell'aria a 104°C (220°F) per evitare danneggiamento delle pale del ventilatore, ai cuscinetti o altri componenti meccanici nel flusso di aria calda. Quando la temperatura d'ingresso del processo è maggiore di 177°C (350°F) è il caso di prendere in considerazione una configurazione premente poiché si possono ottenere temperature molto alte dell'aria scaricata durante le eventuali fasi di funzionamento a ventilatore spento o con basso flusso d'aria.
- Minore accessibilità delle pale per la manutenzione, e possibilità che la manutenzione debba essere effettuata nel flusso di aria molto calda generato dalla convezione naturale.
- I plenum devono essere rimossi per sostituire i fasci di tubi.

La configurazione premente presenta i seguenti vantaggi:

- Possibilità di minori richieste di potenza se l'aria ambiente è molto calda (la potenza varia inversamente con la temperatura assoluta);
- Migliore accessibilità dei ventilatori e dei cuscinetti superiori per la manutenzione;
- Migliore accessibilità dei fasci di tubi per la loro sostituzione;
- Consente più alte temperature di processo in ingresso.

D'altro canto gli svantaggi comprendono:

- Distribuzione dell'aria sul fascio di tubi meno uniforme;
- Maggior possibilità di ricircolo di aria calda all'ingresso, risultante da basse velocità di scarico dai fasci e alta velocità di aspirazione nell'anello del ventilatore;

- Scarsa capacità di generare tiraggio naturale in caso di malfunzionamento del ventilatore;
- Completa esposizione dei tubi alettati a sole, pioggia e grandine, con conseguente basso controllo sul processo e stabilità.

In generale si può affermare che in molti casi i vantaggi associati alla configurazione aspirante superano gli svantaggi.

### 4.3.1 Criteri per la scelta dei ventilatori

È necessario che il diametro del ventilatore garantisca che l'area occupata dal ventilatore sia almeno il 40% dell'area frontale del fascio di tubi. Il diametro deve essere 152.4 mm (6 inch) più piccolo della larghezza del fascio. Le curve caratteristiche dei ventilatori sono utilizzate per selezionare il numero ottimo di pale e l'angolo di inclinazione così come la potenza.

Per calcolare la potenza necessaria al motore del ventilatore si può applicare la seguente formula:

$$\dot{W} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta P_{tot}}{\eta_{tot}} [W]$$

La portata reale al ventilatore si calcola moltiplicando la portata di aria standard per la densità dell'aria standard ( $1.2 \text{ kg/m}^3$ ) diviso per la densità dell'aria al ventilatore. Da questa relazione si può evincere che il rapporto tra la potenza del ventilatore richiesta in un'unità a tiraggio forzato rispetto a una a tiraggio indotto è approssimativamente uguale al rapporto tra la densità dell'aria in uscita rispetto alla densità dell'aria in entrata, che a sua volta è uguale al rapporto tra le temperature assolute dell'aria. La differenza di pressione totale a cavallo del ventilatore è uguale alla somma della pressione dinamica per il diametro scelto, della caduta di pressione statica attraverso il fascio di tubi (che si determina tramite i dati del costruttore per un dato tipo di aletta e una data spaziatura tra i tubi) e le altre perdite nel sistema aerodinamico. I diametri si selezionano per dare all'aria una buona distribuzione e solitamente forniscono pressioni dinamiche dell'ordine di 25 Pa.

Il design del ventilatore, il plenum per l'aria, e l'alloggiamento del ventilatore (in particolare il gioco tra l'apice della pala e l'anello del ventilatore) possono influenzare effettivamente l'efficienza del sistema, che è sempre più bassa di quella mostrata sulle curve caratteristiche che sono basate su test ideali in galleria del vento. I ventilatori industriali a flusso assiale in scambiatori ad aria opportunamente progettati hanno efficienze del ventilatore (del sistema) intorno al 75%, basate sulla pressione totale. Scambiatori mal progettati possono avere

efficienze globali anche del 40%. I riduttori di velocità solitamente hanno un'efficienza meccanica del 95%. Il valore di potenza all'albero dell'equazione precedente va poi diviso per l'efficienza del motore per ottenere il valore della potenza elettrica di input.

Il consumo elettrico va poi calcolato alla temperatura ambiente più bassa prevista, poiché fissato l'angolo delle pale la potenza richiesta dal ventilatore è inversamente proporzionale alla temperatura assoluta. La potenza richiesta per questa temperatura ambiente minima stabilisce la taglia del motore necessaria. Per effettuare delle stime si può fare riferimento alla figura 4.6 per approssimare la potenza.

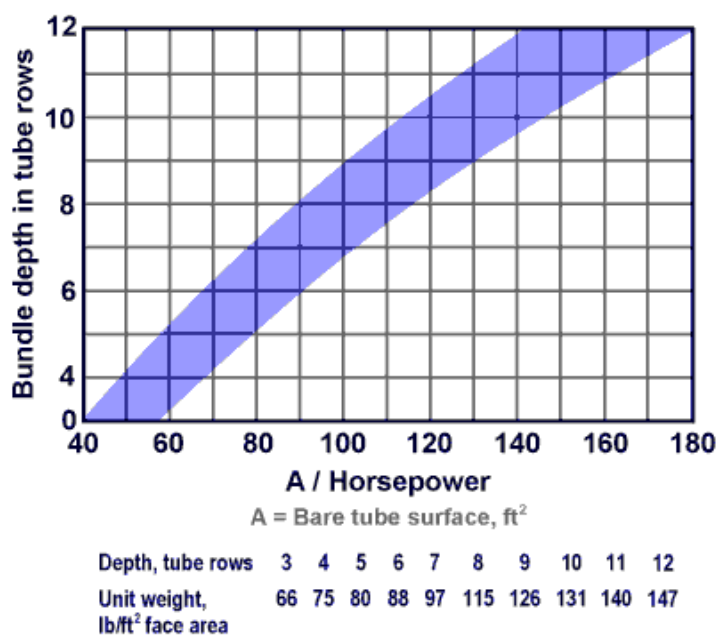


Figura 4.6: diagramma per stimare la potenza. Fonte: HUDSON products.

#### 4.4 Controllo e regolazione dei condensatori ad aria

In aggiunta al fatto che durante il processo possono variare la portata, la composizione e la temperatura del fluido in ingresso rispetto alle condizioni di progetto, la temperatura dell'aria ambiente varia durante le 24 ore del giorno e di giorno in giorno. Siccome gli scambiatori ad aria sono progettati nelle condizioni più critiche, è necessaria una qualche forma di controllo quando un raffreddamento eccessivo del fluido è dannoso per il processo, o comunque nel caso si desideri risparmiare sul consumo dei ventilatori. Nonostante il controllo possa essere effettuato utilizzando il bypass del fluido di processo, questo viene fatto raramente, e il metodo più comune è la regolazione del flusso d'aria.



Un flusso d'aria variabile si può ottenere in diversi modi, come illustrato in figura 4.7:



Figura 4.7: . Metodi per il controllo del processo. Fonte: Hudson products.

- Feritoie regolabili in cima ai fasci di tubi;
- Motori a due velocità;
- Spegnimento in sequenza dei ventilatori per unità multi-ventilatore;
- Ventilatori “AUTO-VARIABLE®” (inclinazione delle pale variabile automaticamente)
- Controllo a frequenza variabile del motore del ventilatore.

Le feritoie creano una restrizione regolabile al flusso d'aria e perciò dissipano energia quando si riduce il flusso d'aria; infatti le feritoie impongono una perdita di carico permanente, anche completamente aperte.

I motori a due velocità, i ventilatori con inclinazione delle pale variabile automaticamente e il controllo a frequenza variabile sul motore permette un risparmio di energia quando si riduce la portata d'aria; in climi temperati si può arrivare fino ad un risparmio del 67% dei consumi annuali rispetto ai valori di progetto con l'inclinazione delle pale variabile automaticamente. Questo sistema ha perciò un payback time del suo costo aggiuntivo di circa un anno o anche meno.

Sia le feritoie che i ventilatori variabili automaticamente possono essere comandati automaticamente tramite uno strumento che rileva la temperatura o la

pressione nella testata di uscita. Per casi estremi di controllo della temperatura, come per evitare il congelamento in giornate fredde in inverno o per evitare la solidificazione di materiali ad alto punto di congelamento o ad alto punto di fusione sono disponibili design più sofisticati.

#### **4.4.1 Controllo in condizioni particolari**

- Ricircolo interno: utilizzando un ventilatore ad inclinazione fissa che spinge l'aria verso l'alto e un ventilatore con inclinazione variabile automaticamente, capace di inclinazioni negative e perciò di spingere l'aria verso il basso, è possibile scaldare l'aria nella porzione più fredda dei tubi e perciò evitare il congelamento. Normalmente le unità a tiraggio forzato hanno un ventilatore con inclinazione delle pale negativa all'estremità di uscita, mentre le unità a tiraggio indotto hanno un ventilatore con inclinazione delle pale positiva all'estremità d'uscita. Nella stagione calda entrambi i ventilatori possono spingere l'aria verso l'alto
- Ricircolo esterno: è un sistema migliore di riscaldare l'aria di raffreddamento, ma è pratico solo nel caso di tiraggio forzato. L'aria scaricata calda dai fasci di tubi entra in un plenum posto in alto, coperto da una feritoia. Quando non è richiesto ricircolo la feritoia sta completamente aperta e l'aria scaricata esce attraverso di essa. Quando la feritoia è parzialmente chiusa una certa portata d'aria viene deviata in un condotto che corre verso il basso fino all'ingresso dell'aspirazione del ventilatore, ove si mescola all'aria ambiente fredda. Un sensore di temperatura media sotto al fascio di tubi controlla la quantità di aria ricircolata rilevando la temperatura media, facendo variare così la chiusura della feritoia.
- Flusso equicorrente: per flussi di sostanze ad alto punto di congelamento è spesso il caso di assicurare un'alta temperatura della parete del tubo disponendo il flusso equicorrente, così che le alte temperature all'ingresso del fluido di processo siano in contatto con l'aria più fredda e il fluido di processo in uscita a bassa temperatura sia in contatto con aria già riscaldata.
- Batterie di riscaldamento ausiliarie – Vapore o glicole: le batterie di riscaldamento vengono piazzate direttamente sotto i fasci. Chiudendo una feritoia sopra ad un fascio permette al calore della batteria di scaldare il fascio e di non farlo gelare in climi freddi, così che in avviamento o in fase di fermata il materiale nel fascio non congeli o solidifichi. Le batterie di riscaldamento vengono anche occasionalmente utilizzate per riscaldare aria molto fredda mentre il ventilatore è in funzione e la feritoia di scarico è aperta.

- Controllo del rumore: recentemente è aumentata l'attenzione al problema del rumore generato dagli impianti industriali. Una volta abbattuti i livelli generati dai componenti più rumorosi si è posta l'attenzione anche sui condensatori ad aria. Il rumore generato dagli scambiatori ad aria proviene principalmente dalla turbolenza dell'aria e dall'espansione del vortice creato dalle pale del ventilatore. Altri contributi provengono dal riduttore di velocità e dal motore. Il rumore è generato in un'ampia banda, tranne per alcuni rumori occasionali in banda stretta prodotti dal motore o dal riduttore di velocità, o per interazione tra queste fonti e la struttura dello scambiatore ad aria. Per ventilatori efficienti con moderate velocità all'apice il rumore è proporzionale al cubo della velocità all'apice della pala, e proporzionale alla prima potenza del consumo del ventilatore. Attualmente è economico e pratico ridurre la pressione sonora a 0.91 m (3 piedi) sotto ad un condensatore ad aria a 85 dB(A).
- Progettazione per liquidi viscosi: i coefficienti di film per flusso laminare all'interno di tubi sono molto bassi e dello stesso ordine di grandezza dei coefficienti di film per l'aria che scorre sulla superficie dei tubi non alettati. Perciò non è conveniente utilizzare alettature sul lato aria per incrementare il coefficiente di scambio termico dato che il coefficiente interno in flusso laminare sarà il controllante. Fasci di tubi non alettati in elevato numero di file è la soluzione più comune. Per fluidi di processo con viscosità all'uscita fino a 20000 Pa·s (20 cP) è possibile utilizzando grandi diametri dei tubi e alte velocità (fino a 3 m/s (10 ft/s)) raggiungere un numero di Reynolds all'uscita sopra il valore critico di 2000, e di mantenere il flusso nella regione di transizione. Comunque questo dà origine generalmente a cadute di pressione da 2 a 6.9 bar (30-100 psi). Visti gli svantaggi connessi al dover progettare in flusso laminare, queste cadute di pressione sono solitamente ritenute economicamente giustificabili poiché l'incremento nel costo d'investimento e nei costi di esercizio della pompa è piccolo rispetto alla diminuzione di costo dello scambiatore turbolento. Il problema maggiore in flusso laminare nei tubi è che il flusso è intrinsecamente instabile. Questo è chiaro se si confrontano cadute di pressione e coefficienti di scambio termico in regime laminare e turbolento, in funzione di viscosità  $\mu$  e velocità di massa  $G$ :

Tipo di flusso	$\Delta P$	Funzione di scambio termico
Turbolento	$\mu^{0.2}, G^{1.8}$	$\mu^{-0.47}, G^{0.8}$
Laminare	$\mu^{1.0}, G^{1.0}$	$\mu^{0.0}, G^{0.33}$

In uno scambiatore ad aria, a causa della distribuzione non perfetta dell'aria a causa del vento o a causa di file di tubi multiple per ogni passo, è probabile che il flusso attraverso alcuni dei tubi in un dato passo sia raffreddato maggiormente che in altri. In flusso turbolento la caduta di pressione è così poco dipendente dalla viscosità (l'esponente è 0.2) e così fortemente dipendente dalla velocità di massa (esponente 1.8) che il flusso nei tubi più freddi diminuisce solo leggermente perché la caduta di pressione sia la stessa che nei tubi più caldi. Inoltre con il rallentamento del flusso e con l'aumento di viscosità, il coefficiente di scambio termico crolla (funzione della viscosità con esponente -0.47, esponente della funzione di velocità di massa 0.8) pertanto il maggior raffreddamento in realtà si auto-corregge. In flusso laminare la caduta di pressione è una funzione molto più forte della viscosità (esponente 1.0) e molto più debole della velocità di massa (esponente 1.0), pertanto il flusso nei tubi più freddi diminuisce molto di più per compensare la maggior viscosità. La viscosità degli idrocarburi pesanti è solitamente dipendente in modo forte dalla temperatura, ma con flusso laminare il coefficiente di scambio termico è indipendente dalla viscosità, ed è una funzione debolmente dipendente dalla velocità di massa (esponente 0.33), quindi l'auto-correzione che si aveva per il flusso turbolento in flusso laminare è assente. Il risultato è che molti tubi diventano virtualmente tappati, e un esiguo numero di tubi trasporta la maggior parte del flusso. La stabilità si raggiunge infine nei tubi ad alto flusso come risultato di alta velocità di massa e aumentata turbolenza, ma siccome così tanti tubi trasportano una parte così piccola del flusso e contribuiscono poco al raffreddamento, il risultato è di alte perdite di carico e bassa performance. Il punto in cui si raggiunge la stabilità dipende dalla ripidità della curva di viscosità in funzione della temperatura. Fluidi con alto punto di congelamento possono bloccare la gran parte di uno scambiatore. Questo problema può a volte essere evitato progettando fasci profondi per migliorare la distribuzione del flusso d'aria. I fasci non dovrebbero avere più di una fila per passo, e dovrebbero preferibilmente avere almeno due passi per fila, così che il fluido si mescoli tra i passi. Quando un fluido ha sia alta viscosità che alto punto di congelamento lunghi ranghi di raffreddamento dovrebbero venir separati in stadi. Il primo scambiatore dovrebbe essere progettato in flusso turbolento, con solo le temperature di uscita alte a sufficienza da garantire un numero di Reynolds esterno superiore a 2000 anche con portata ridotta. L'ultimo stadio di raffreddamento dovrebbe essere realizzato in una serpentina consistente di tubi connessi con curve di 180°, con un singolo tubo per passo. Questa serpentina avvolta ("Serpentine Coil") a bassa temperatura dovrebbe, ovviamente, essere protetta contro il congelamento da condotti di ricircolo dell'aria esterna.

Sistemi ad acqua riscaldata in circuito chiuso sono spesso più economici e hanno ugual efficienza della serpentina. Uno scambiatore a fascio tubiero raffredda il liquido viscoso sopra al suo rango di bassa temperatura dal lato del rivestimento. Acqua inibita viene fatta ricircolare tra il lato tubi dello scambiatore a fascio tubiero e uno scambiatore ad aria, dove il calore viene ceduto all'atmosfera. Per liquidi viscosi che sono ragionevolmente puliti, come l'olio lubrificante, è possibile aumentare il coefficiente di scambio lato tubi tra quattro e dieci volte, senza aumento delle perdite di carico, inserendo promotori di turbolenza, e progettando per una velocità più bassa. È poi vantaggioso usare alette esterne per aumentare anche il coefficiente esterno. In aggiunta all'aumento nel coefficiente di scambio termico, i promotori di turbolenza presentano l'utile vantaggio per cui la caduta di pressione è proporzionale a  $G^{1.3}$  e a soltanto  $\mu^{0.5}$ , per cui i flussi non isotermi sono molto più stabili. I più semplici e al contempo probabilmente più economici promotori di turbolenza sono le "swirl stripes", delle strisce piane arrotolate ad elica. [5]

## **Capitolo 5**

# **Analisi parametriche sul programma Hudson**

È stata effettuata un'operazione di raccolta di soluzioni fornite dal programma Hudson ACHE 2.0 al fine di poter ricostruire gli andamenti delle grandezze principali d'interesse e poter ricavare informazioni sui criteri di progettazione e calcolo utilizzate all'interno di esso. Quest'analisi di sensibilità ha ricavato i dati per tutte le combinazioni dei seguenti parametri:

- Temperature di condensazione 40/50/60/70°C
- Lunghezza tubi 2,5/5/7,5/10/12,5/15/17,5 m;
- Numero di ranghi 3/4/5/6/8/10;
- Coefficiente di scambio globale 567,5 W/m<sup>2</sup>K (valore di default) / 283,75 / 851.25 W/m<sup>2</sup>K.

Parametro costante è la temperatura di ingresso dell'aria: 30°C.

### **5.1 Potenza di ventilazione specifica alla potenza di condensazione**

Le perdite di carico lato aria sono una funzione decrescente del numero di ranghi, come si può osservare in Figura 5.1; sono indipendenti dalla temperatura di condensazione e della portata volumetrica. Si può quindi affermare che il programma Hudson assegni una perdita di carico lato aria fissa funzione del numero di ranghi. Si è considerata un'efficienza globale del ventilatore del 60% nel calcolo delle perdite di carico.

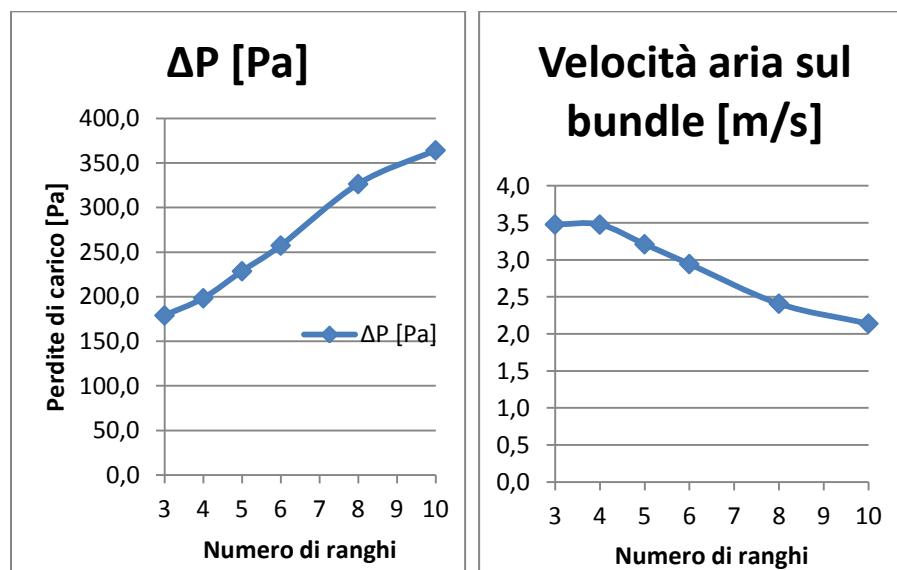


Figura 5.1: andamento delle perdite di carico e della velocità dell'aria sulla batteria in funzione del numero di ranghi.

La potenza di ventilazione presenta un minimo per 6 ranghi, come osservabile dalla Figura 5.2:

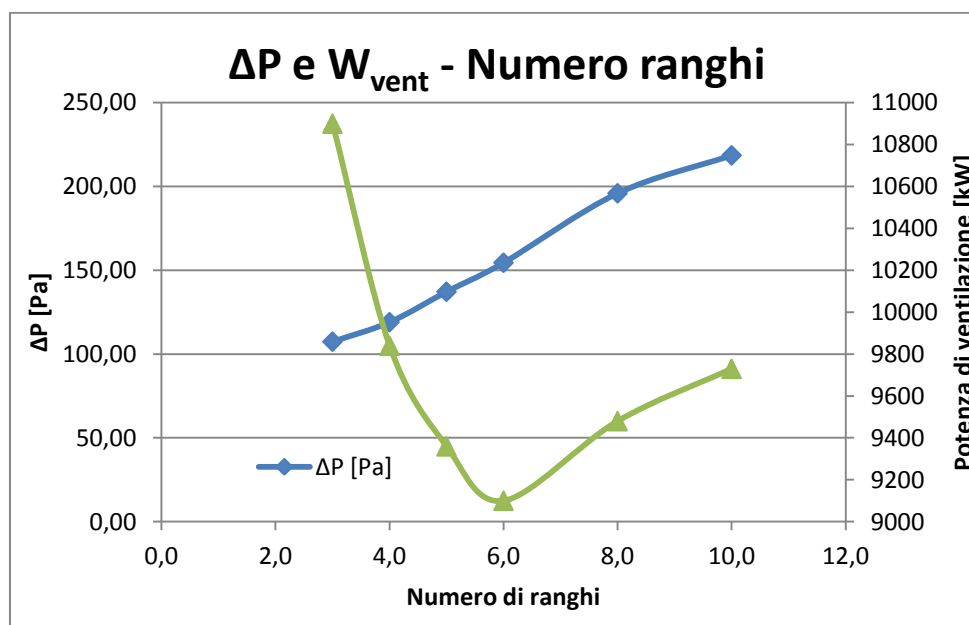


Figura 5.2: caduta di pressione e potenza di ventilazione in funzione del numero di ranghi.

La presenza del minimo è dovuta alla curva caratteristica del ventilatore impostata in default dal programma; la presenza del minimo è più accentuata per temperature di condensazione più basse; in questo senso si è cercato di ricavare la curva caratteristica utilizzata dal programma, illustrata in Figura 5.3:

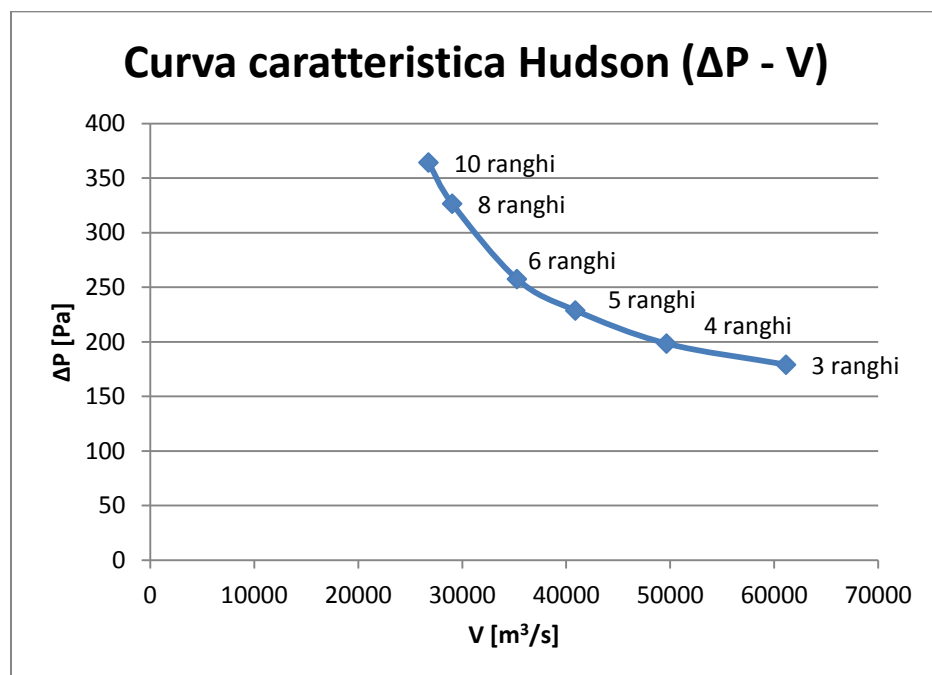


Figura 5.3: curva caratteristica caduta di pressione – portata volumetrica ricavata dai dati Hudson.

Con temperature di condensazione più basse si hanno maggiori potenze di ventilazione, a causa della minore differenza di temperatura nello scambio termico a parità di area dello scambiatore; l'andamento è riportato in Figura 5.4 per coefficiente di scambio termico globale di default:



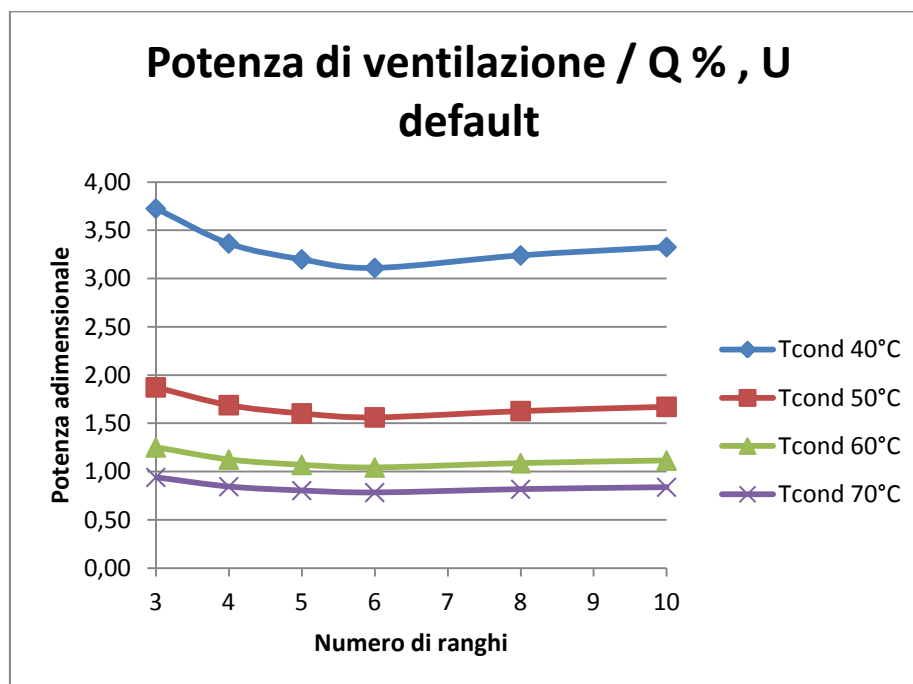


Figura 5.4: potenza di ventilazione specifica in funzione del numero di ranghi, con coefficiente di scambio termico globale impostato al valore standard Hudson.

Con un basso coefficiente di scambio termico non sono sufficienti 10 ranghi per raggiungere il minimo, la funzione continua a decrescere. Con un coefficiente di scambio termico più alto la regione di minimo è più ampia e comprende la regione dei 4, 5, 6 ranghi, mentre l'aumento nella potenza è più marcato all'aumentare dei ranghi oltre il numero di 6. I due andamenti citati sono riportati in Figura 5.5:

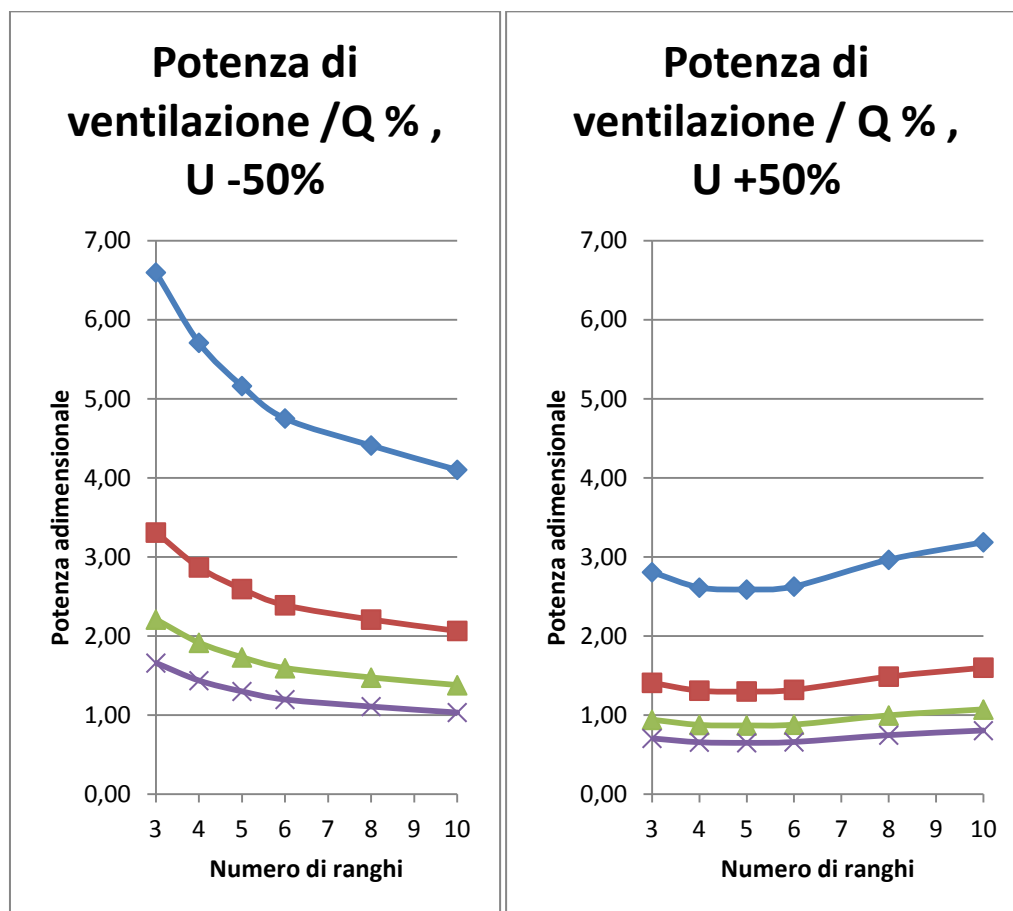


Figura 5.5: potenza di ventilazione specifica in funzione del numero di ranghi per valori del coefficiente di scambio termico globale impostato diminuito del 50% e aumentato del 50% rispetto al valore di default Hudson.

## 5.2 Peso specifico alla potenza di condensazione

Il peso ha un andamento parabolico, con minimo per 5 ranghi, come si nota da Figura 5.6:

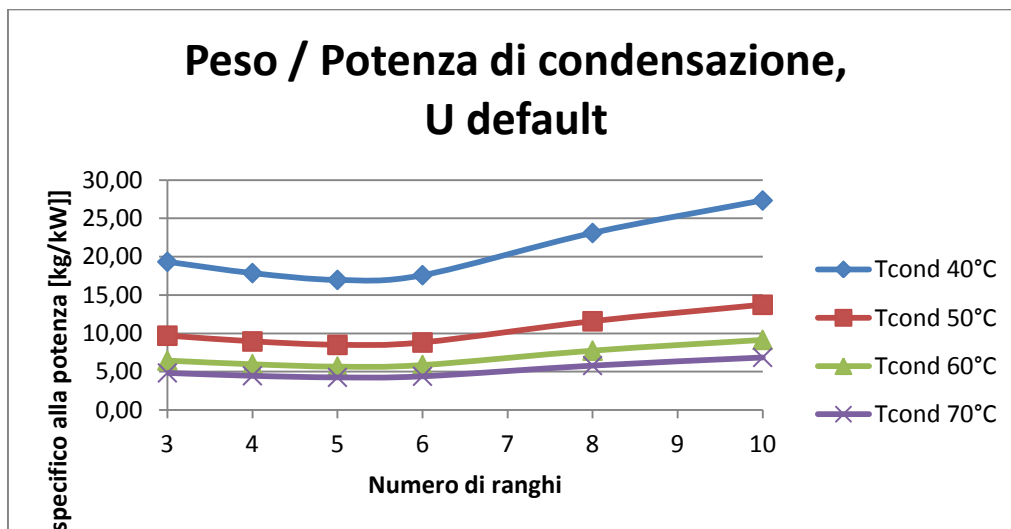
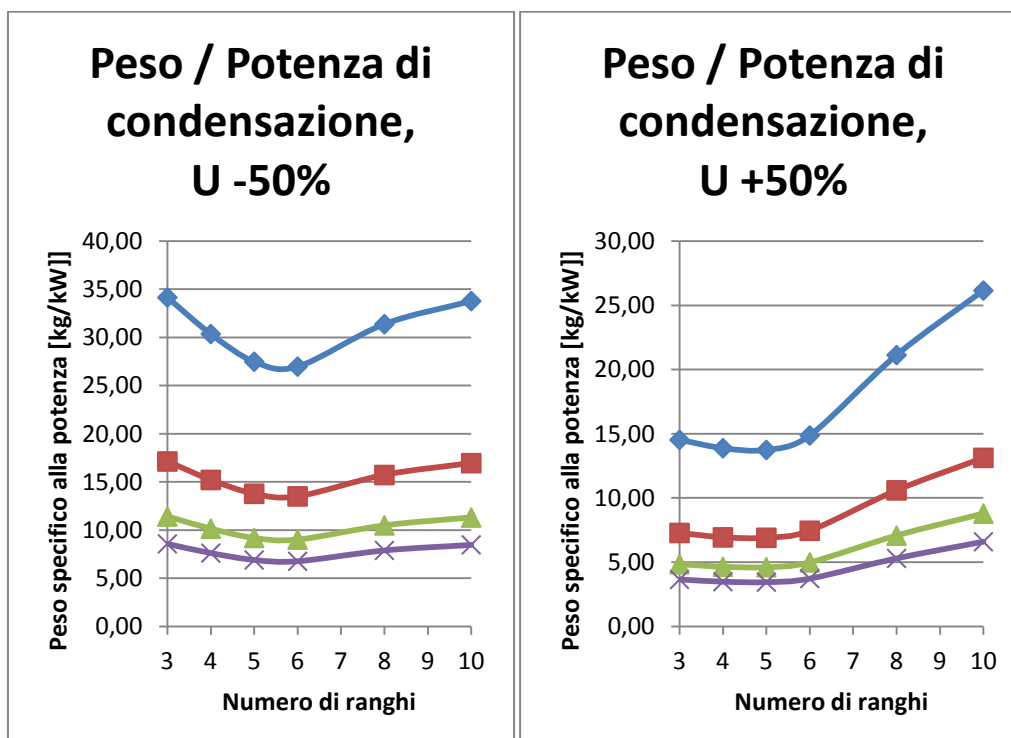


Figura 5.6: andamento del peso specifico alla potenza di condensazione, per coefficiente di scambio termico globale al valore di default Hudson.

L'andamento è pressoché analogo aumentando il coefficiente di scambio termico globale impostato, come si nota da Figura 5.7; il minimo si sposta invece verso i 5 ranghi riducendo il coefficiente di scambio.

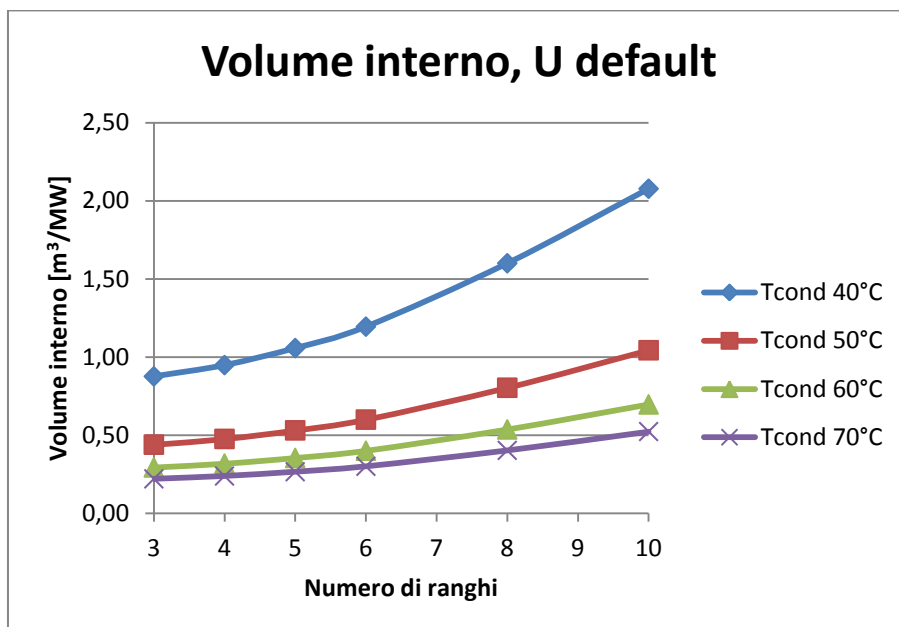


**Figura 5.7: andamento del peso specifico alla potenza di condensazione in presenza di coefficiente di scambio termico globale impostato a valore del 50% inferiori al valore di default Hudson o del 50% superiore.**

Il programma con tubi più corti aumenta il numero di tubi in parallelo, allungando lo scambiatore e quindi rendendolo più pesante. Il peso per unità di potenza di condensazione è maggiore per temperature di condensazione più basse, a causa del delta T di scambio minore a pari area di scambio. La diminuzione nel peso specifico alla potenza aumentando i ranghi (fino a 5) è maggiore per minori temperature di condensazione; allo stesso modo è maggiore l'aumento di peso all'aumentare del numero di ranghi (oltre 6) per temperature di condensazione più basse. Non c'è variazione di peso con la lunghezza dei tubi; il programma varia il numero di tubi a parità di numero di ranghi per diverse lunghezze dei tubi, il peso varia di conseguenza.

### 5.3 Volume interno specifico

Il volume interno aumenta all'aumentare del numero di ranghi. La formula del volume interno comprende il numero totale di tubi e la lunghezza dei tubi; il programma fa variare il numero di tubi al variare della lunghezza, per cui per uno stesso numero di ranghi il volume interno è costante per tutte le lunghezze dei tubi. Gli andamenti al variare del coefficiente di scambio termico globale imposto sono illustrate in Figura 5.8:



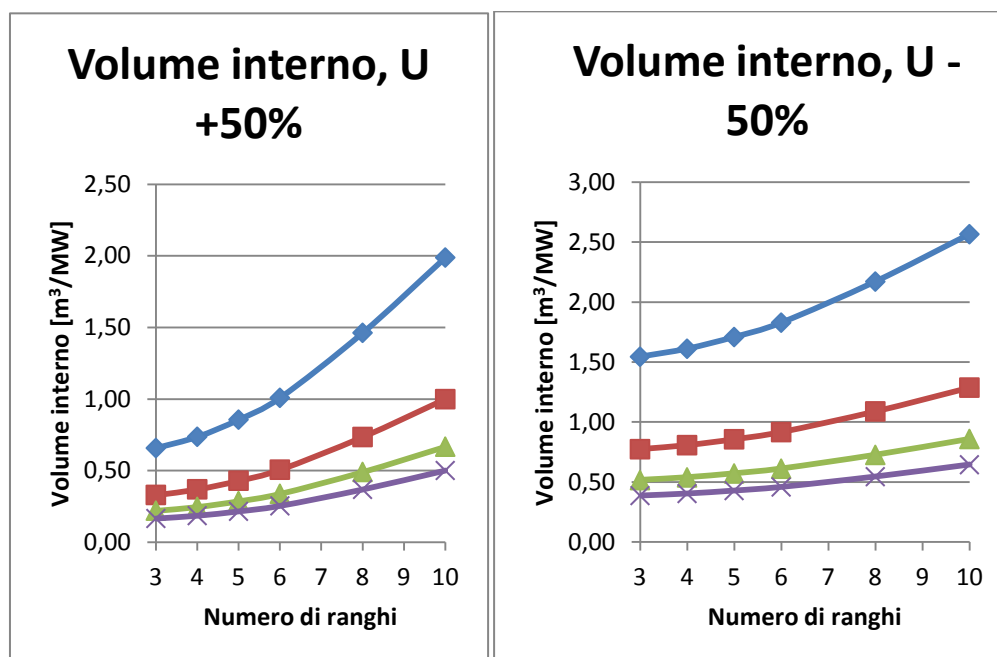


Figura 5.8: andamento del volume interno specifico in funzione del numero di ranghi, per valori del coefficiente di scambio globale imposto di default, ridotto del 50% e aumentato del 50%.

#### 5.4 Area frontale specifica alla potenza di condensazione

L'area frontale decresce fino ad un minimo per 6 ranghi, dopodiché rimane quasi costante per poi aumentare molto lentamente oltre 8 ranghi. La diminuzione prima dei 6 ranghi e l'aumento dopo 8 ranghi è molto meno evidente all'aumentare della temperatura di condensazione. L'area frontale dipende dal prodotto della lunghezza dei tubi per la larghezza complessiva dello scambiatore, che a sua volta è una funzione del numero di tubi per rango (diametro e passo equilaterale sono identici per tutti i casi). Aumentando il delta T di scambio all'aumentare della temperatura di condensazione si rendono necessari meno tubi a pari lunghezza di quest'ultimi, per questo motivo non si ha dipendenza dell'area frontale dalla lunghezza dei tubi. L'entità della diminuzione dell'area frontale e il suo aumento nelle regioni precedentemente indicate è maggiore aumentando il coefficiente di scambio termico medio utilizzato dal programma Hudson; per coefficienti di scambio minori del default invece progressivamente scompare la regione di aumento dell'area, che invece decresce. Gli andamenti descritti sono riportati in Figura X.X:

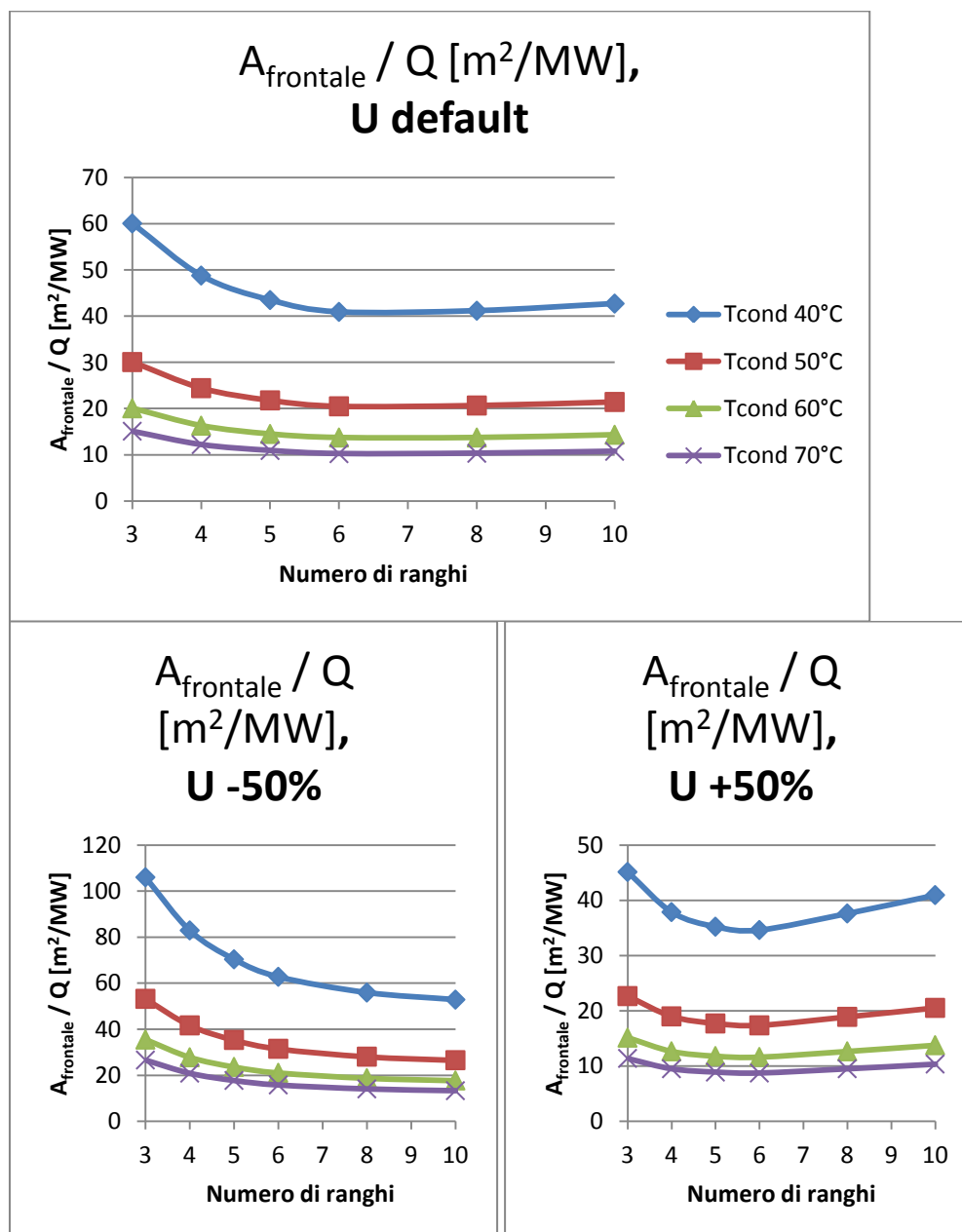


Figura 5.9: andamento dell'area frontale specifica alla potenza di condensazione per coefficienti di scambio termico globale di default, ridotto del 50% e aumentato del 50%.

### 5.5 Bare tube area specifica alla potenza di condensazione

La bare tube area mostra un andamento lineare con una certa pendenza fino a 6 ranghi, dopodiché la pendenza aumenta. La bare tube area specifica è maggiore per temperature di condensazione minori. Gli andamenti sono riportati in Figura 5.10 per diversi coefficienti di scambio termico globale:

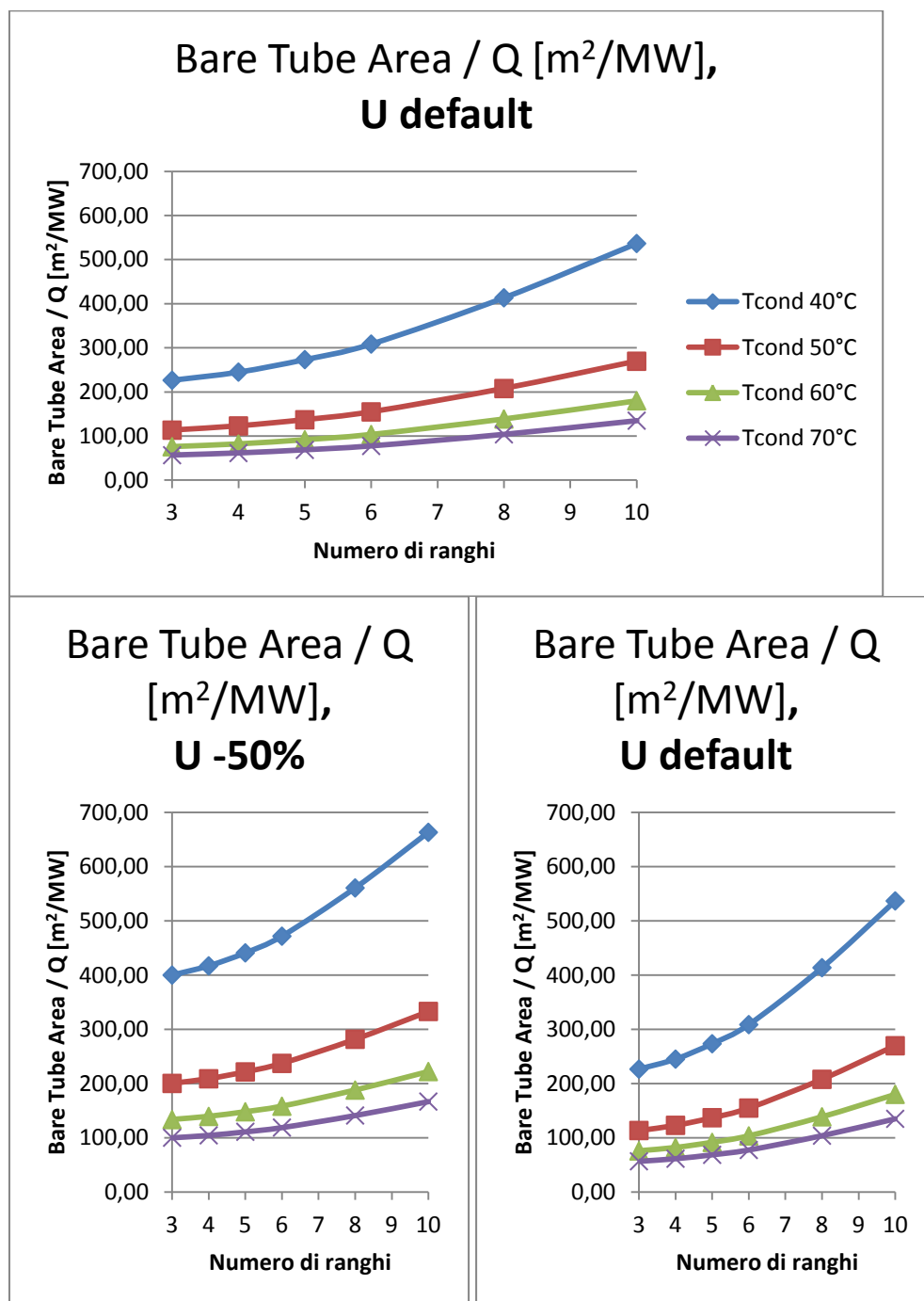


Figura 5.10: andamento della bare tube area in funzione del numero di ranghi per coefficiente di scambio termico globale di default, diminuito del 50% e aumentato del 50%.

## 5.6 Costo totale specifico alla potenza di condensazione

Il costo presenta un minimo per 4 ranghi dopodiché aumenta con il numero di ranghi. Aumentando la lunghezza dei tubi, a pari temperatura di condensazione, si ha una diminuzione dei costi; questa riduzione è sempre meno importante all'aumentare della lunghezza dei tubi, soprattutto dopo i 10 metri. A titolo di esempio è riportato il grafico del costo specifico per la temperatura di condensazione di 40°C in Figura 5.11:

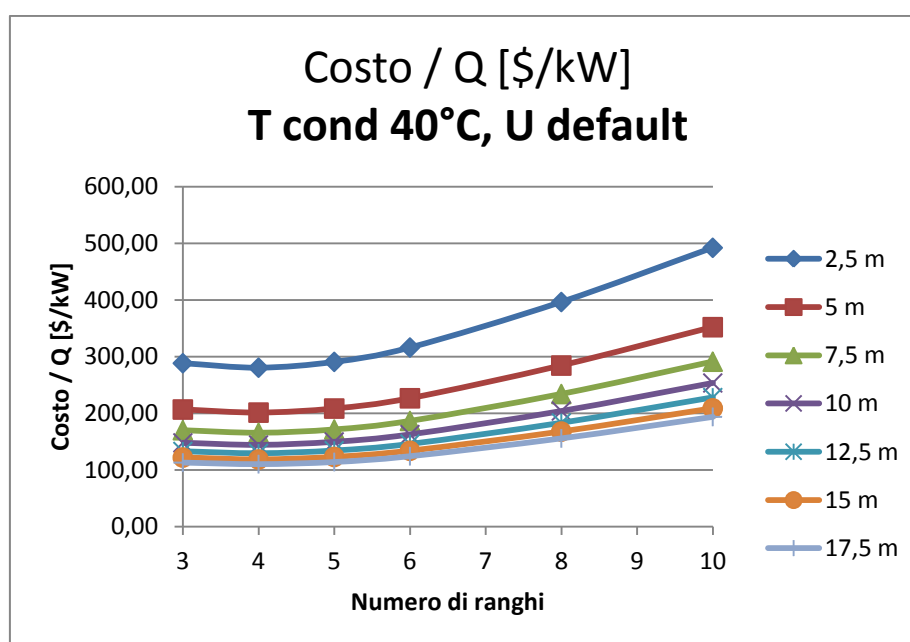
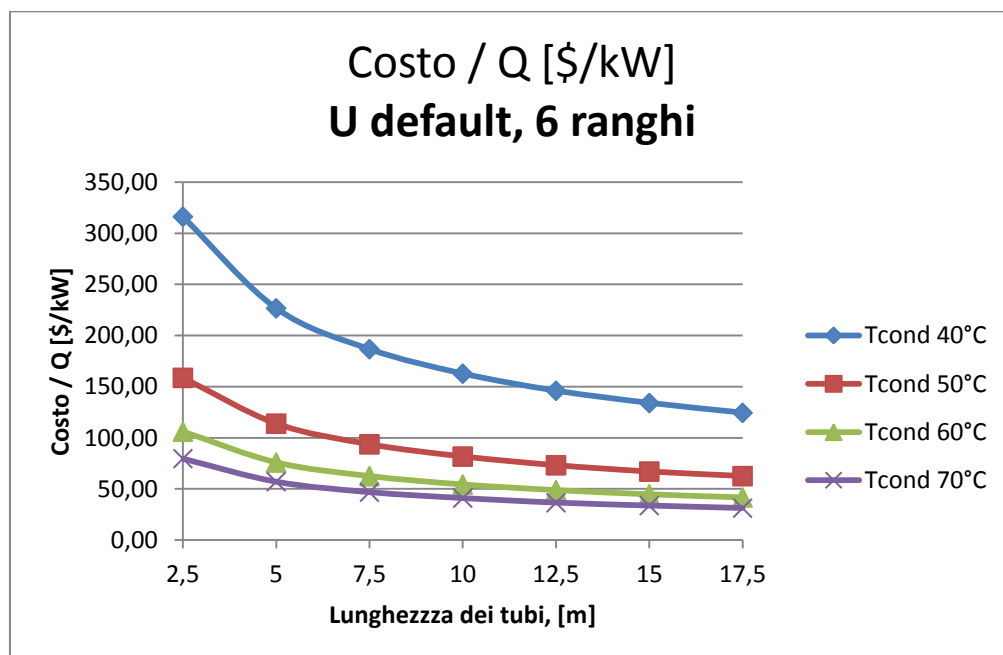


Figura 5.11: andamento del costo totale specifico per temperatura di condensazione di 40°C al variare del numero di ranghi e della lunghezza dei tubi. Coefficiente di scambio globale di default.

Preso a riferimento un numero di ranghi, a temperature di condensazione più basse corrispondono costi maggiori, che si riducono molto passando da 40 a 50°C, per poi diminuire sempre meno sensibilmente passando a 60°C e 70°C, come si può notare in Figura 5.12:





**Figura 5.12: andamento del costo totale specifico in funzione della lunghezza dei tubi per diverse temperature di condensazione, per scambiatore a 6 ranghi e coefficiente di scambio globale di default.**

## Capitolo 6

# Riproduzione dello scambiatore a geometria Hudson con il programma Aspen

Si è inserita in Aspen la geometria fornita dal programma Hudson, quindi si è effettuato un Rating dello scambiatore così costruito per verificarne efficienza ed eventuali problemi. Si ricordano le assunzioni del programma Hudson ACHE 2.0:

- Materiale dei tubi: acciaio al carbonio;
- Diametro esterno dei tubi: 25.4 mm (1 pollice);
- Calibro 12 BWG (Birmingham Wire Gauge) MW;
- Materiale delle alette: alluminio;
- Altezza delle alette: 15.875 mm ( 5/8 pollice);
- Spaziatura delle alette: 400 alette/m (10 alette/pollice);
- Tipo di alette: estruse;
- Passo equilaterale tra i tubi: 6.35 mm (2.5 pollici);
- Design Pressure: 6.9 bar (100 psi);
- Testate in acciaio al carbonio;
- Motori completamente chiusi e raffreddati a ventola (TEFC motors).

Dati di input:

- Portata: 1/10 di quella di progetto (3873100 kg/h) quindi **387310 kg/h**;
- Titolo di ingresso 1, titolo di uscita 0 (condensazione).
- Pressione d'ingresso: 22.03 bar, dP ammesso 0.4 bar (40 kPa, 40000 Pa);
- Temperatura d'ingresso: 66,3 °C , temperatura d'uscita: 60,3°C;
- Temperatura d'ingresso dell'aria: 29°C
- Portata d'aria: 1/10 di quella fornita da Hudson (13400 kg/s) quindi **1340 kg/s**;
- Potenza: 1/10 dell'originale quindi **29.25 MW**;

I risultati del dimensionamento forniti dal programma Hudson sono riportati nella prima colonna della Tabella 6.1. Per riprodurre lo scambiatore in Aspen è stato necessario suddividere lo scambiatore in più bay; dopo diversi tentativi si è deciso di disporre i tubi nel modo più semplice possibile:

- 9 bays con 1 bundle ciascuna;
- ogni bundle è composto da 5 ranghi con 64 tubi ciascuno, quindi per un totale di 320 tubi/bundle.

Si è scelta questa disposizione in base alla seguente assunzione: in una fila di 5 metri con la geometria data da Hudson è possibile disporre circa 57 tubi, dato che il diametro esterno è 2,54 cm e il passo 6,35 cm. Avendo in questo modo una bay con un lato lungo circa metà dell'altro dovrebbe essere possibile servirla agevolmente con due ventilatori identici.

È stato definito un indice di costo composto dalla somma di due componenti: la prima consiste nella spesa per l'esercizio dei ventilatori, utilizzando in Aspen un rendimento del ventilatore del 65%, un rendimento meccanico-elettrico del 95%, un numero di ore annue di funzionamento pari a 8000, un costo dell'energia elettrica di 0.10 \$/kWh; la seconda consiste nel costo d'investimento attualizzato, ottenuto moltiplicando il costo totale di investimento per un CCR (Capital Cost Rate) ipotizzato del 15%. Entrambi i termini vengono resi specifici alla potenza di condensazione dividendoli per essa. L'indice costo avrà perciò le dimensioni di un costo annuo in dollari USA per kilowatt termico in condensazione:

*INDICE COSTO = COSTO VENTILAZIONE + COSTO INVESTIMENTO ATTUALIZZATO;*

$$I_{costo} = \frac{\dot{W}_{ventilazione}}{Q_{condensazione}} C_{energia\ elettrica} N_{ore/anno} + \frac{C_{investimento\ totale}}{Q_{condensazione}} CCR \left[ \frac{\$}{kW_{th} y} \right]$$

Dall'analisi effettuata sono stati ricavati da Aspen i risultati per lo scambiatore completo; da questo "rating" è stata considerata la singola bay, sulla quale è stata effettuata una "simulation" che variando la temperatura di uscita dell'aria e la portata in ingresso di propano ha fornito i risultati ottimizzati per la singola bay, cioè regolando i parametri in modo da fornire un rapporto unitario tra l'area di scambio effettiva e l'area necessaria. I risultati per scambiatore completo e singola bay ottimizzata sono riportati in Tabella 6.1:

	HUDSON ACHE 2.0	ASPEN	CASO BASE BAY SINGOLA	
Numero di bays	1	9	1	
Numero di bundles/bay	1	1	1	
Numero di bundles	1	9	1	
Numero passaggi	-	1	1	
Numero di fans/bay	-	2	2	
Portata di propano	-	107,5861	8,05	kg/s
Potenza di condensazione	29,25	29,0814	2,1758	MW
Portata aria	1340	1340	148,8889	kg/s
Tin aria	29	29	29	°C
Tout aria	50,8	50,54	43,5	°C

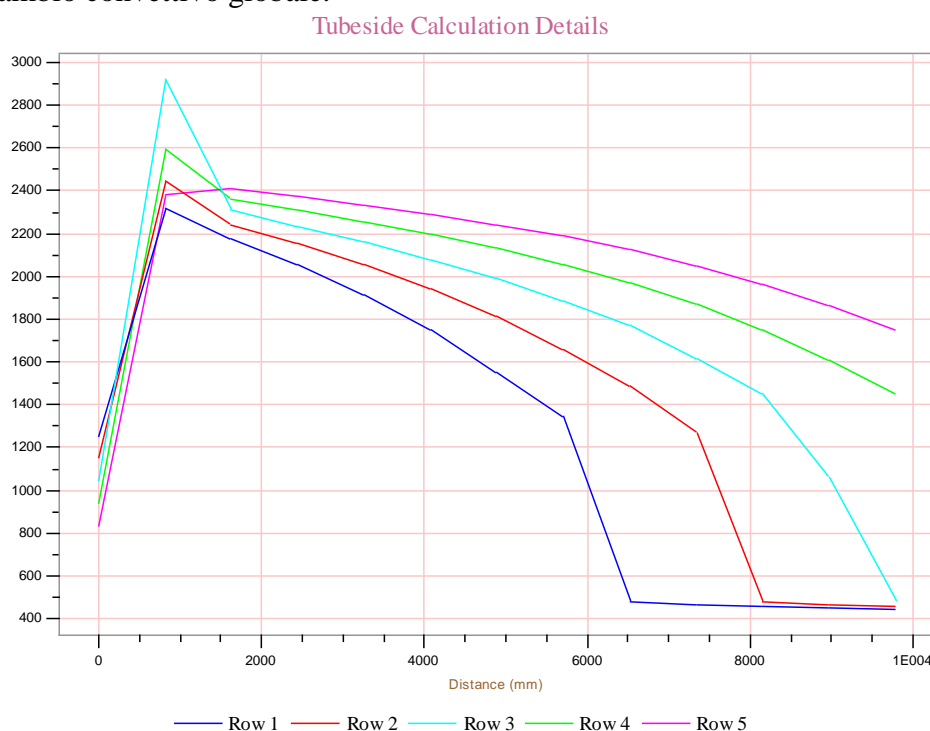
Numero ranghi	5	5	5	
Lunghezza tubi	10	10	10	m
Ntubi per rango per bay	576	64	64	
Numero totale di tubi	2880	2880	320	
Larghezza	36,6	37,9476	4,2164	m
Bare Tube Area	2300	2250	250	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area / Q	78,63	77,37	114,90	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	48700	49103,4	5455,9	m <sup>2</sup>
Peso	143000	126759	14073,4	kg
Peso / Q	4888,9	4358,8	6468,1	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	22,4095	20,06	25,16	
h interno ASPEN	-	1483,1	1264	W / m <sup>2</sup> °C
h esterno ASPEN	-	517,6	515,8	W / m <sup>2</sup> °C
h OVERALL DIRTY	-	360,4	345,1	W / m <sup>2</sup> °C
h OVERALL CLEAN	567,5	376,1	359,4	W / m <sup>2</sup> °C
Area scambio / A necess. DIRTY	-	0,56	1	
Area scambio / A necess. CLEAN	-	0,58	1,04	
$\Delta p$ lato propano	-	6,288	4,362	kPa
$\Delta p$ lato aria	-	77	76	Pa
Vel propano in	-	2,46	1,66	m/s
Vel propano out	-	0,29	0,19	m/s
Vel aria in	-	5,89	5,89	m/s
Vel aria out	-	6,31	6,17	m/s
Diametro ventilatori	-	3,217	3,217	m
Velocità dell'aria frontale	3,2	3,2	3,2	m/s
A frontale	366,00	379,48	42,16	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	12,51	13,05	19,38	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	0,30	0,31	0,45	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	269	110,7	17,8	kW
Potenza ventilazione / Q	0,920	0,381	0,819	%
Costo investimento totale / Q	43,08	34,67	53,41	\$/ kWth
Costo del lavoro / Q	-	17,96	26,67	\$/ kWth
Costo materiale x tubi / Q	-	11,19	16,62	\$/ kWth
Costo materiali x il resto / Q	-	3,35	6,90	\$/ kWth
Costo ventilatori	-	2,17	3,22	\$/ kWth
Costo /superficie libera tubi	547,83	448,05	464,85	\$/ m <sup>2</sup>

Costo/peso	8,81	7,95	8,26	\$/ kg
Costo di esercizio ventilatori	-	3,05	6,55	\$/ kWth y
Costo investimento x CCR	-	5,20	8,01	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	-	8,25	14,57	\$/ kWth y

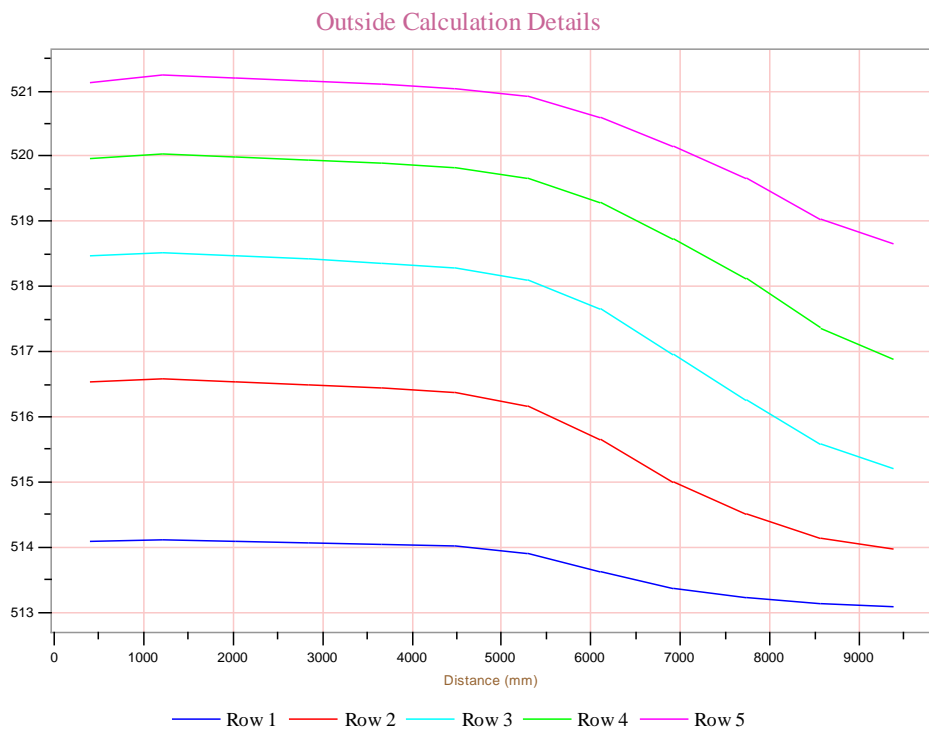
**Tabella 6.1: Confronto scambiatore dimensionato dal programma Hudson con rating di Aspen su scambiatore con la medesima geometria, scambiatore completo e singola bay ottimizzata.**

Secondo il rating effettuato da Aspen lo scambiatore è sottodimensionato; il valore del rapporto dell'area di scambio rispetto a quella necessaria è 0,58 nel caso senza sporcamento, di 0,56 nel caso con sporcamento; ciò accade con qualunque suddivisione in bays si effettui in Aspen. Si può affermare che il coefficiente di scambio termico convettivo globale (basato sulla superficie esterna liscia dei tubi) usato da Hudson è sovrastimato.

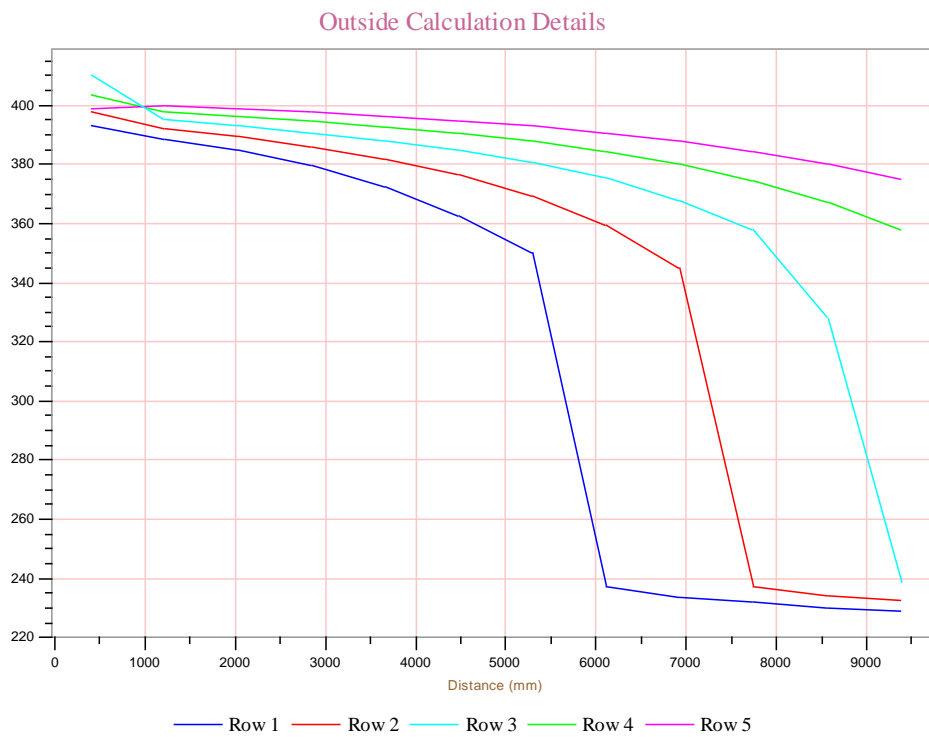
Aspen fornisce inoltre l'andamento dei coefficienti di scambio lungo i tubi per ogni rango; in figura 6.1 è illustrato in coefficiente di scambio convettivo interno per lo scambiatore completo di cui è stato effettuato il rating, in Figura 6.2 il coefficiente di scambio convettivo esterno, in Figura 6.3 il coefficiente di scambio convettivo globale.



**Figura 6.1: Coefficiente di scambio convettivo interno, rating Aspen scambiatore completo.**



**Figura 6.2: Coefficiente di scambio convettivo esterno, rating Aspen scambiatore completo.**



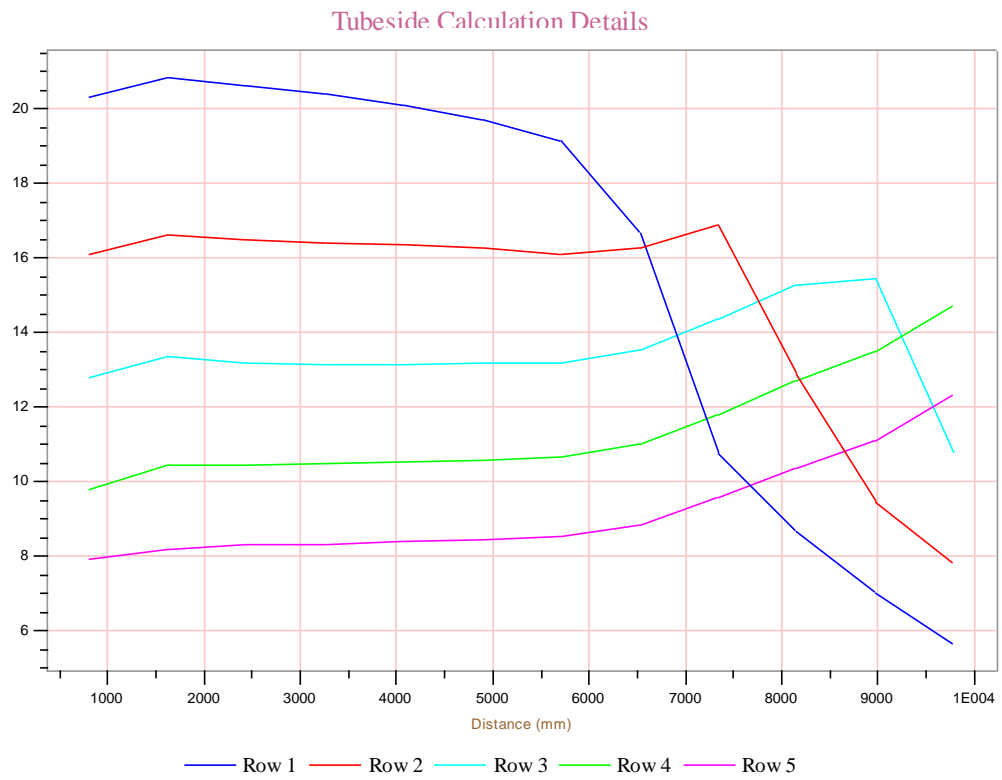
**Figura 6.3: Coefficiente di scambio termico convettivo globale, rating Aspen scambiatore completo.**

Si può notare che l'andamento del coefficiente di scambio si differenzia a seconda del rango e della lunghezza del tubo a cui ci si trova; questo è dovuto alla diversa temperatura dell'aria che lambisce tubi di un certo rango, a seconda che questo sia il primo a ricevere l'aria aspirata, che quindi sarà alla temperatura esterna, o l'ultimo: in tal caso la temperatura dell'aria sarà superiore e lo scambio termico a parità di area con i ranghi precedenti sarà inferiore.

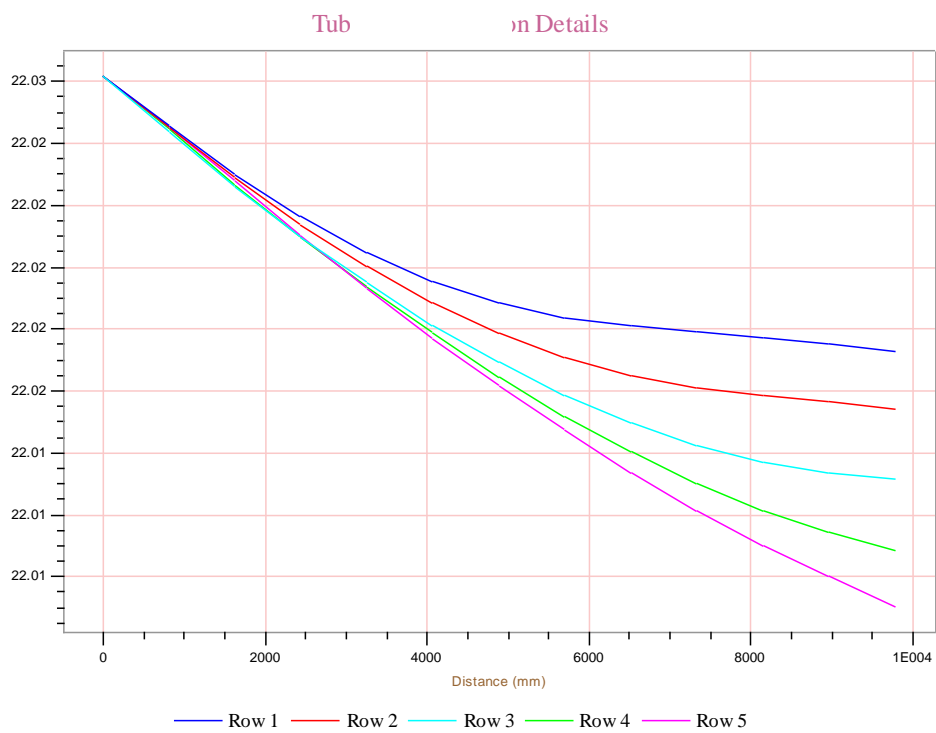
Questo risulta evidente osservando il grafico del flusso termico areico riportato in Figura 6.4 e del titolo di vapore all'interno dei tubi, in Figura 6.6. Grazie a quest'ultimo in particolare si è in grado di comprendere l'aumento nel coefficiente di scambio nel primo metro di tubi, dovuto al passaggio da vapore surriscaldato a vapore saturo, e la ragione della netta diminuzione nel coefficiente di scambio interno dovuta al passaggio da bifase a liquido. Inoltre viene evidenziato come non in tutti i tubi si arrivi ad avere in uscita liquido saturo o sotto raffreddato; mentre nei ranghi che scambiano meglio si ottiene liquido sotto raffreddato, in quelli in condizioni peggiori si esce ancora in condizioni bifase; globalmente all'uscita dello scambiatore si avrà una condizione di titolo di vapore zero grazie al miscelamento delle diverse correnti. In generale è bene evitare il più possibile il sottoraffreddamento, poiché la parte di tubi che lavora in questo campo ha un coefficiente di scambio molto più basso del bifase e una differenza di temperatura tra propano e aria molto più bassa, quindi si avrebbe una spesa per il materiale dei tubi, uno spazio occupato ed un peso utilizzati per uno scambio termico a bassissima efficienza.

Dal grafico del flusso termico areico si nota che il primo rango, con la maggior differenza di temperatura di scambio grazie all'aria aspirata alla temperatura di ingresso, scambia una potenza due volte e mezzo superiore a quella scambiata dall'ultimo rango che riceve aria scaldata dai ranghi precedenti. La variazione del coefficiente di scambio esterno invece si può imputare a variazioni nella velocità dell'aria che attraversa il banco di tubi; comunque la variazione nei valori è di minima entità.

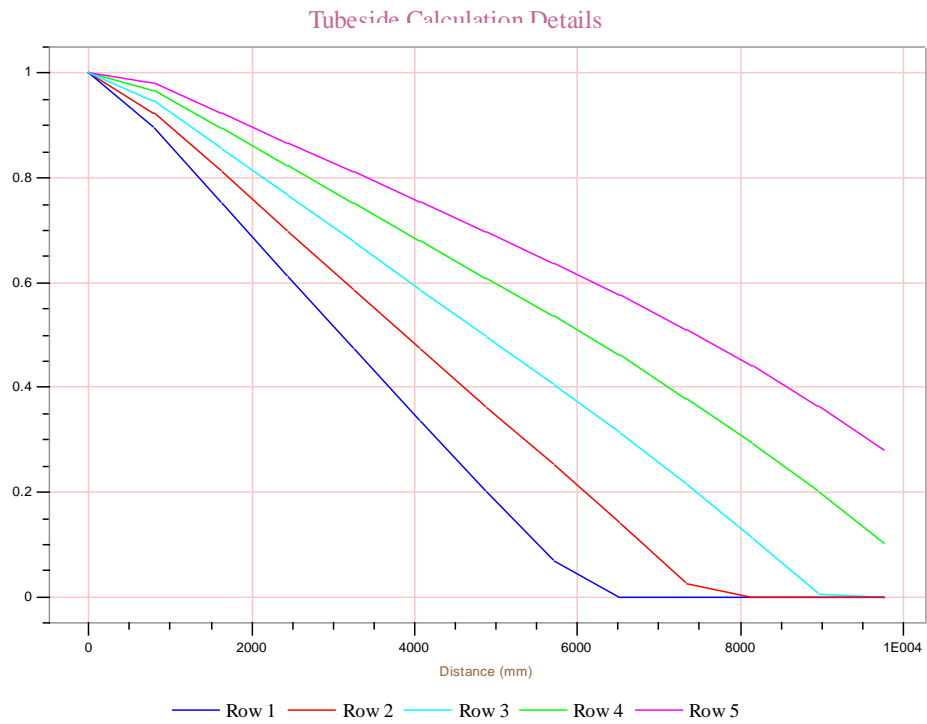
Per quanto riguarda le perdite di carico interne, rappresentate in figura 6.5, queste sono state limitate a 40kPa come richiesto nei dati. La velocità di alimentazione del propano è stata regolata automaticamente per soddisfare questo requisito. Si sottolinea che in Aspen si è lavorato con l'ipotesi di ripartizione uniforme della portata tra i ranghi, accettando così cadute di pressione diverse sui singoli circuiti. Si è lavorato con questa impostazione per consentire ad Aspen di convergere nel calcolo; comunque si può notare che le perdite di carico sono di modesta entità.



**Figura 6.4: Flusso termico areico, rating Aspen scambiatore completo.**





**Figura 6.5: Perdite di carico, rating Aspen scambiatore completo.****Figura 6.6: Titolo di vapore, rating Aspen scambiatore completo.**

Aspen traccia anche un disegno dell'unità nel suo complesso; con le ipotesi assunte l'unità ha l'aspetto rappresentato in Figura 6.7:

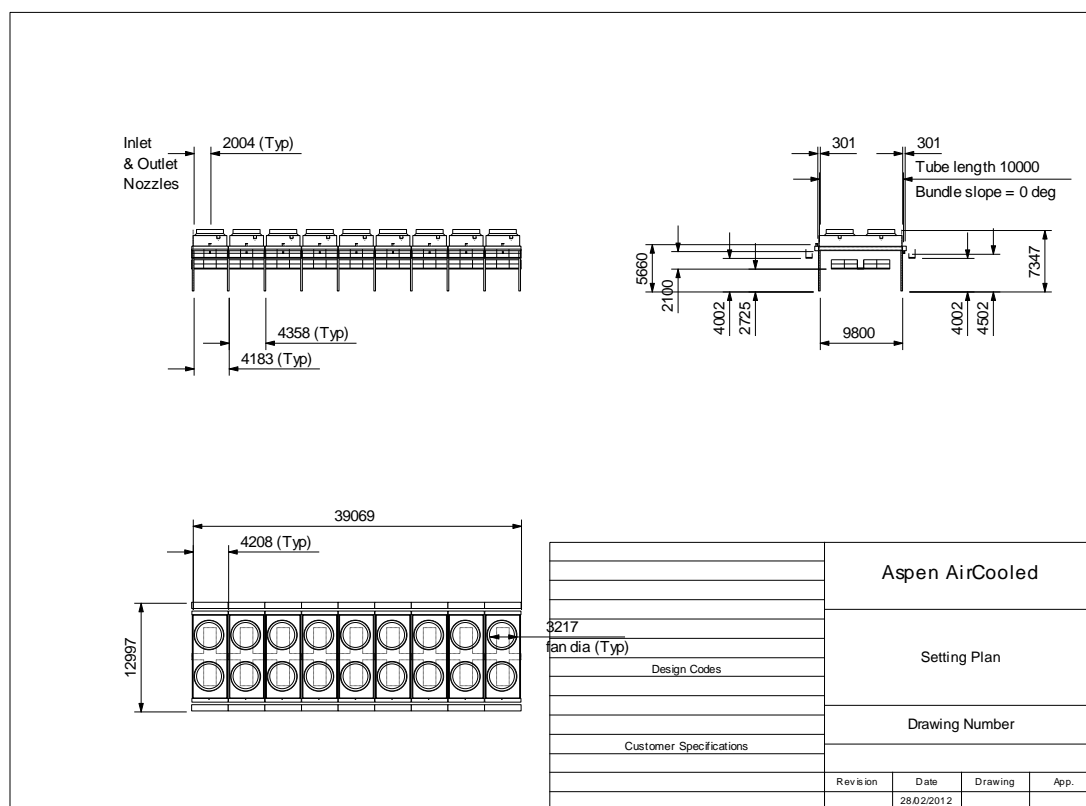


Figura 6.7: Aspetto complessivo dell'unità, rating Aspen scambiatore completo.

## 6.1 Analisi al variare del numero di passaggi

Lavorando sulla singola bay è stato fatto un confronto tra la configurazione a singolo passaggio, precedentemente discussa, e configurazioni con un numero maggiore di passaggi. In questa operazione si è ragionato a geometria dello scambiatore costante e velocità dell'aria sulla batteria costante, mantenendo perciò fissa la portata massica di aria aspirata. Per riportare all'unità il rapporto tra l'area di scambio e l'area necessaria si è fatta variare la portata di propano. I risultati sono riportati in tabella 6.2:

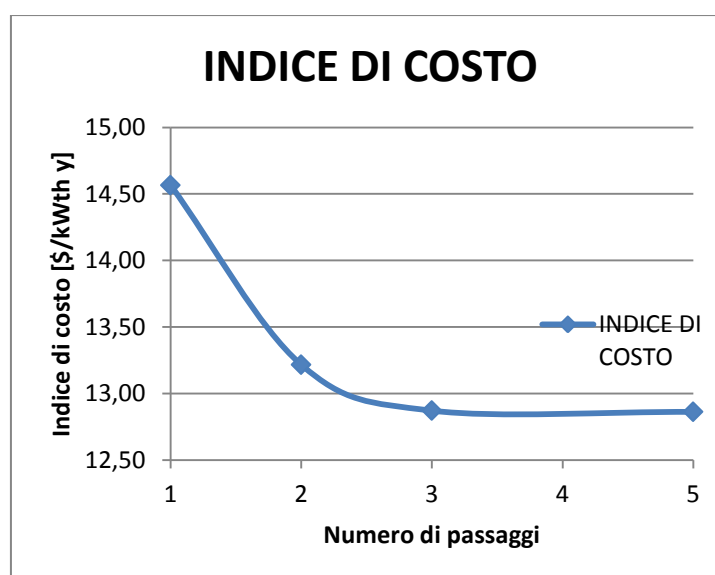
	CASO BASE BAY SINGOLA	2 passaggi	3 passaggi	5 passaggi	
Numero di bays	1	1	1	1	
Numero di bundles/bay	1	1	1	1	
Numero di bundles	1	1	1	1	
Numero passaggi	1	2	3	5	
Numero di fans/bay	2	2	2	2	

Portata di propano	8,05	8,9	9,15	9,15	kg/s
Potenza di condensazione	2,1758	2,4056	2,4724	2,4738	MW
Portata aria	148,8889	148,8889	148,8889	148,8889	kg/s
Tin aria	29	29	29	29	°C
Tout aria	43,5	45,05	45,51	45,49	°C
Numero ranghi	5	5	5	5	
Lunghezza tubi	10	10	10	10	m
Ntubi per rango per bay	64	64	64	64	
Numero totale di tubi	320	320	320	320	
Larghezza	4,2164	4,2164	4,2164	4,2164	m
Bare Tube Area	250	250	250	250	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	114,90	103,92	101,11	101,05	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	5455,9	5455,9	5455,9	5455,9	m <sup>2</sup>
Peso	14073,4	14073,4	14073,4	14073,4	kg
Peso / Q	6468,1	5850,3	5692,2	5689,0	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	25,16	24,38	23,99	22,99	
h interno ASPEN	1264	2285,8	3103,5	4609,6	W / m <sup>2</sup> °C
h esterno ASPEN	515,8	516,4	516,5	516,4	W / m <sup>2</sup> °C
h OVERALL DIRTY	345,1	393,4	412,1	430,8	W / m <sup>2</sup> °C
h OVERALL CLEAN	359,4	412,1	432,7	453,3	W / m <sup>2</sup> °C
Area scambio / A necess. DIRTY	1	1	1	1	
Area scambio / A necess. CLEAN	1,04	1,04	1,05	1,05	
$\Delta p$ lato propano	4,362	10,322	24,191	97,787	kPa
$\Delta p$ lato aria	76	76	76	76	Pa
Vel propano in	1,66	3,05	4,71	9,41	m/s
Vel propano out	0,19	0,53	1,1	1,12	m/s
Vel aria in	5,89	5,89	5,89	5,89	m/s
Vel aria out	6,17	6,2	6,21	6,21	m/s
Diametro ventilatori	3,217	3,217	3,217	3,217	m
Velocità dell'aria frontale	3,2	3,2	3,2	3,2	m/s
A frontale	42,16	42,16	42,16	42,16	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	19,38	17,53	17,05	17,04	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	0,45	0,41	0,40	0,40	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	17,8	18,0	18,0	18,0	kW
Potenza ventilazione / Q	0,819	0,746	0,728	0,727	%
Costo investimento totale / Q	53,41	48,31	47,00	46,98	\$/ kWth

Costo del lavoro / Q	26,67	24,12	23,47	23,46	\$ / kWth
Costo materiale x tubi / Q	16,62	15,03	14,63	14,62	\$ / kWth
Costo materiali x il resto / Q	6,90	6,25	6,08	6,07	\$ / kWth
Costo ventilatori	3,22	2,91	2,83	2,83	\$ / kWth
Costo /superficie libera tubi	464,85	464,85	464,85	464,85	\$ / m <sup>2</sup>
Costo/peso	8,26	8,26	8,26	8,26	\$ / kg
Costo di esercizio ventilatori	6,55	5,97	5,82	5,82	\$ / kWth y
Costo investimento x CCR	8,01	7,25	7,05	7,05	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	14,57	13,22	12,87	12,86	\$ / kWth y

**Tabella 6.2: Risultati analisi Aspen su singola bay dello scambiatore di geometria Hudson, al variare del numero di passaggi.**

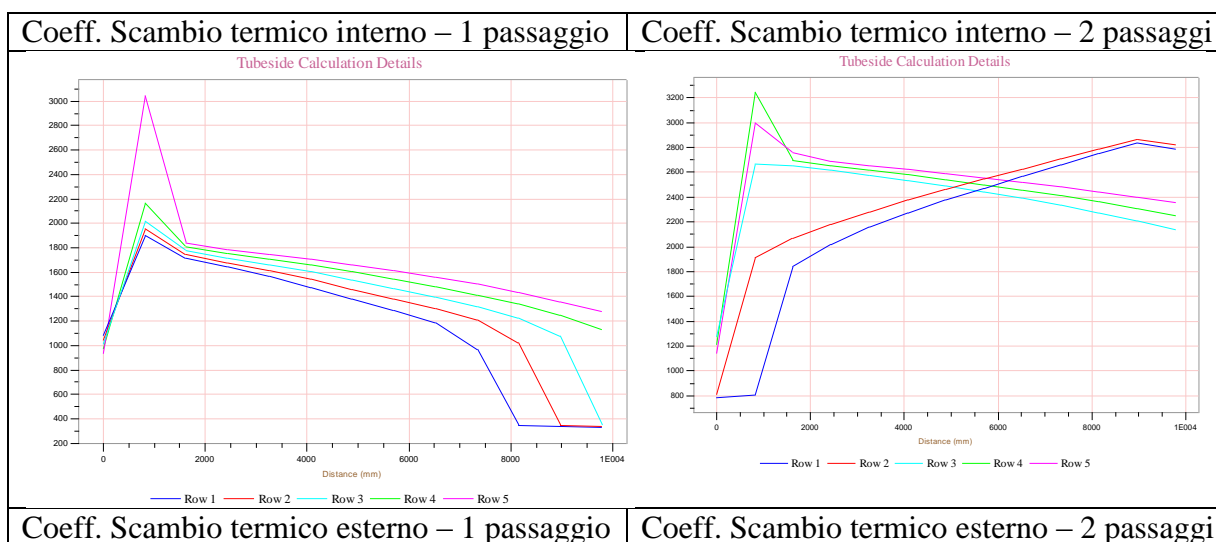
Come si può notare, a parità di condizioni lato aria vi è un incremento dei coefficienti di scambio aumentando il numero di passaggi, una riduzione della differenza di temperatura di scambio e un forte aumento delle perdite di carico lato propano. Ciò si riflette sui costi di esercizio del compressore che logicamente alterano il costo specifico complessivo dell'impianto. Per effettuare una valutazione dei costi associati al lavoro del compressore di propano sarebbe necessario avere informazioni sull'intero ciclo frigorifero, ma nel caso in questione ciò non è stato possibile, per cui ci si è limitati a valutare i costi d'investimento e quelli di ventilazione. Il costo specifico di investimento dell'impianto decresce all'aumentare del numero di passaggi e quello di esercizio dei ventilatori resta pressoché invariato. L'indice di costo globale così valutato presenta perciò un minimo dai 3 passaggi fino ai 5, come illustrato in figura 6.8:

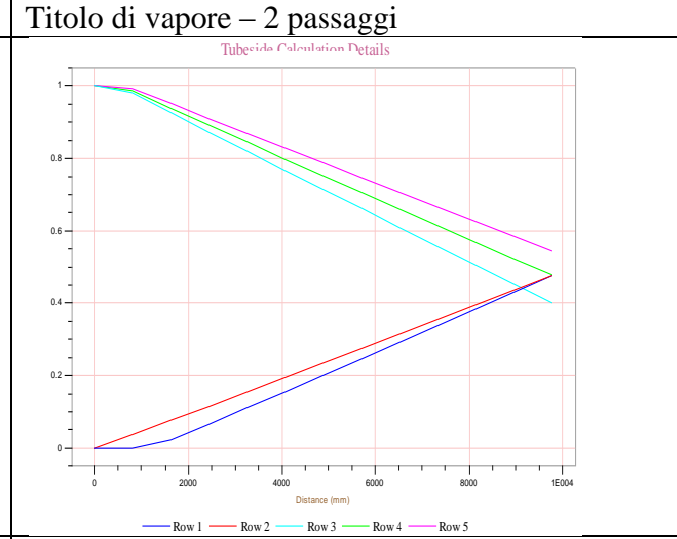
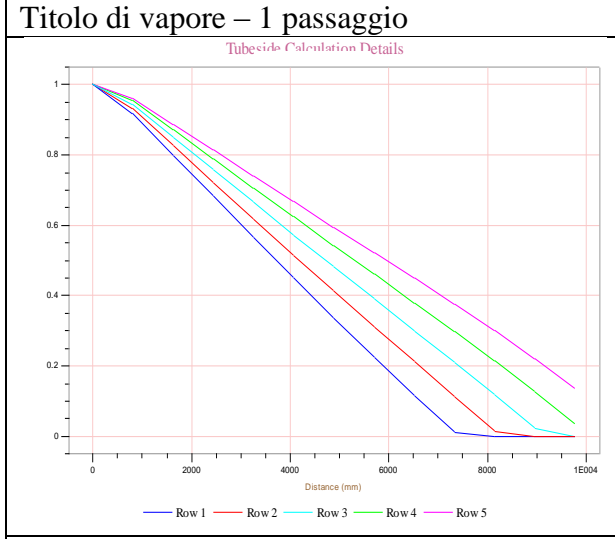
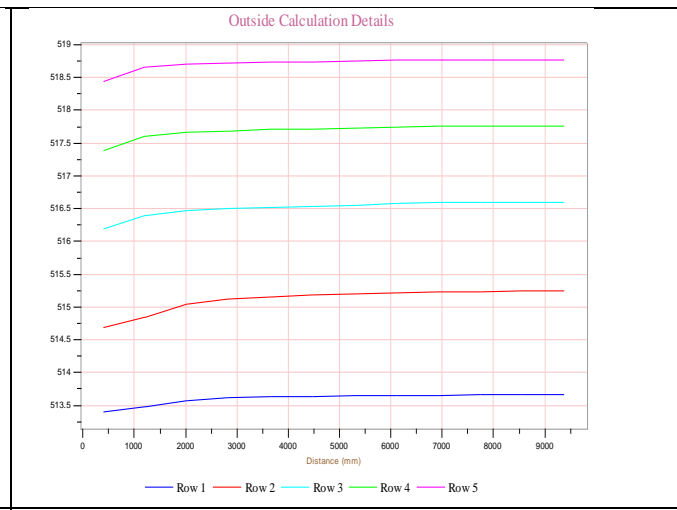
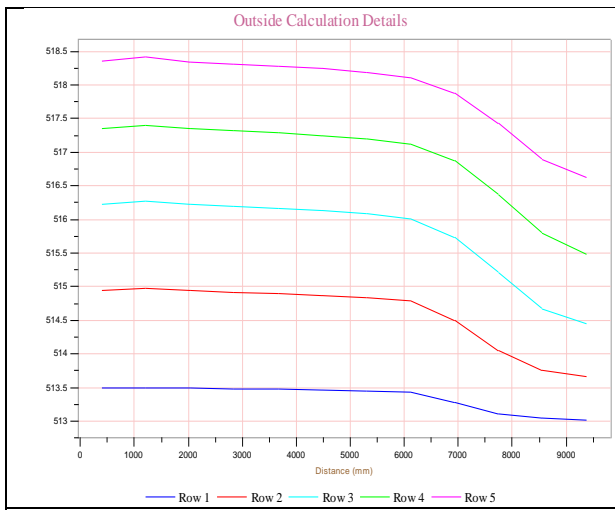


**Figura 6.8: Andamento dell'indice di costo in funzione del numero di passaggi.**

Come si vedrà successivamente il dimensionamento dello scambiatore ottimizzato da Aspen presenterà proprio 3 passaggi.

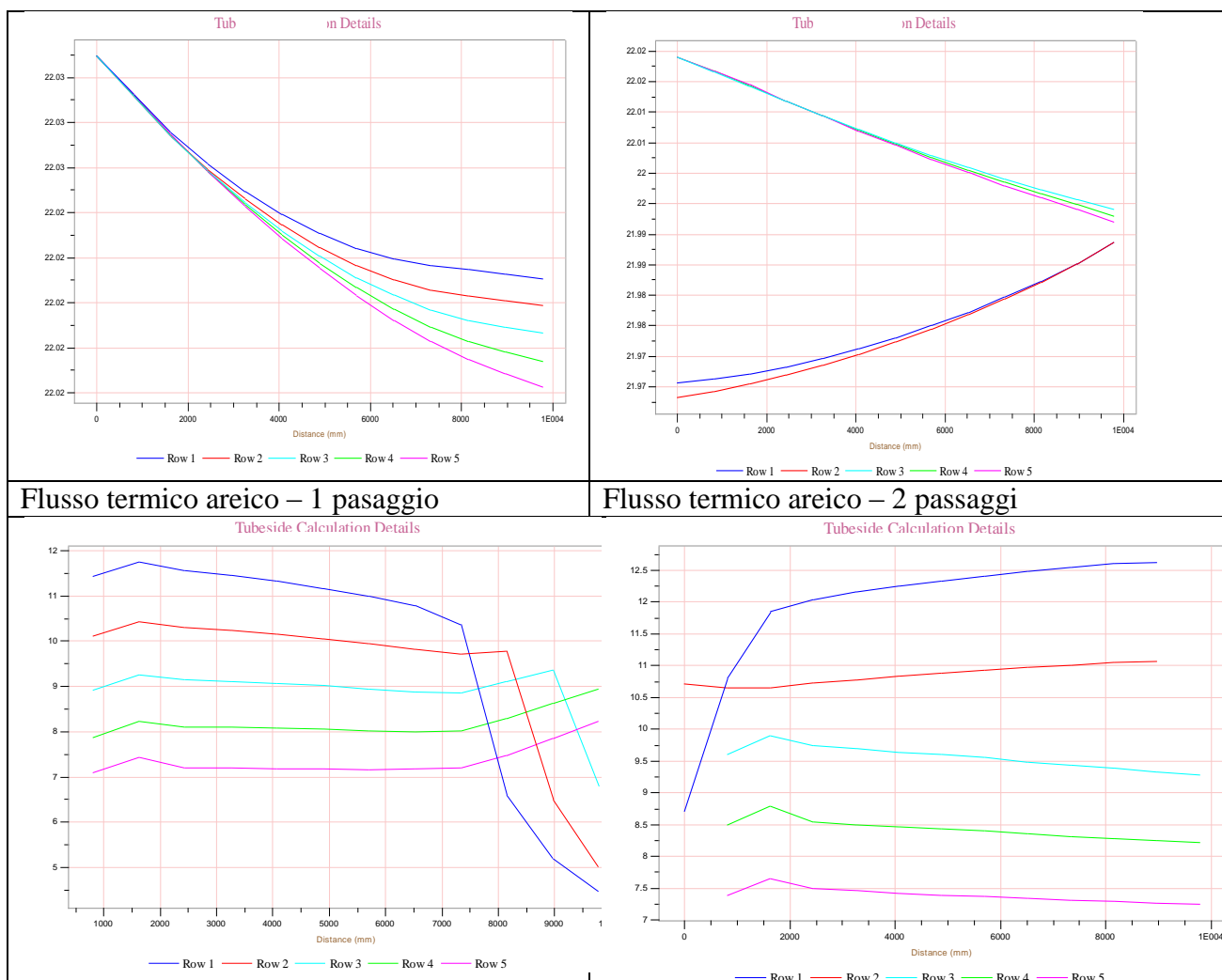
Aspen dimensiona lo scambiatore con 5 ranghi; ciò comporta l'impossibilità di avere passaggi con numero uguale di ranghi. Questa ipotesi non trova generalmente riscontro nella realtà; osservando l'andamento delle grandezze tuttavia si può ragionevolmente supporre che Aspen gestisca il problema tramite un "collettore" che raccoglie la portata del passaggio precedente e la ridistribuisce nel nuovo passaggio con numero di ranghi diverso dal precedente. Questo è anche dovuto ad un'impostazione che fa lavorare Aspen con portate equamente suddivise tra i ranghi. In seguito sono riportati in figura 6.9 gli andamenti dei coefficienti di scambio interno ed esterno, del titolo di vapore, delle perdite di carico e del flusso termico areico per il caso base e per il caso a 2 passaggi:





Perdite di carico – 1 passaggio

Perdite di carico – 2 passaggi



**Figura 6.9:** Grafici delle principali grandezze d'interesse per il caso a passaggio singolo e per il caso a 2 passaggi.

## 6.2 Dimensionamento Aspen con numero di passaggi libero

Tramite la funzione “Design with varying outside flow” si fa dimensionare ad Aspen lo scambiatore con i parametri di processo dati e dimensioni fissate per tubi, alette e passo tra i tubi, e disposizione dei tubi fissata (in linea).

I risultati del dimensionamento Aspen sono riportati in Tabella 6.3:

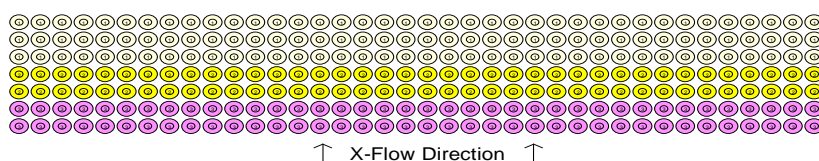
	HUDSON ACHE 2.0	ASPEN - DESIGN A PASSAGGI LIBERI	Singola bay - 3 passaggi	
Numero di bays	1	6	1	
Numero di bundles/bay	1	2	2	
Numero di bundles	1	12	2	
Numero passaggi	-	2	3	
Numero di fans/bay	-	3	2	
Portata di propano	-	107,59	17,93	kg/s
Potenza di condensazione	29,25	29,08	4,847	MW
Portata aria	1340	1582,82	263,8	kg/s
Tin aria	29	29	29	°C
Tout aria	50,8	47,26	47,26	°C
Numero ranghi	5	7	7	
Lunghezza tubi	10	10	10	m
Ntubi per rango per bay	576	76	76	
Numero totale di tubi	2880	3192	532	
Larghezza	36,6	30,79	5,13	m
Bare Tube Area	2300	2502	414,2	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	78,63	86,03	85,45	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	48700	54589,8	9040,9	m <sup>2</sup>
Peso	143000	114688,3	22139	kg
Peso / Q	4888,9	3943,90	4567,9	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	22,41	22,8	22,8	
h interno ASPEN	-	3474,9	3474,5	W / m <sup>2</sup> °C
h esterno ASPEN	-	676,7	679,5	W / m <sup>2</sup> °C
h OVERALL DIRTY	-	517,2	518,8	W / m <sup>2</sup> °C
h OVERALL CLEAN	567,5	550	551,9	W / m <sup>2</sup> °C
Area scambio / A necess. DIRTY	-	1,01	1,01	
Area scambio / A necess. CLEAN	-	1,08	1,08	
$\Delta p$ lato propano	-	31,578	31,513	kPa
$\Delta p$ lato aria	-	199	201	Pa
Vel propano in	-	5,18	5,18	m/s
Vel propano out	-	0,9	0,9	m/s
Vel aria in	-	8,76	8,81	m/s
Vel aria out	-	9,29	9,35	m/s



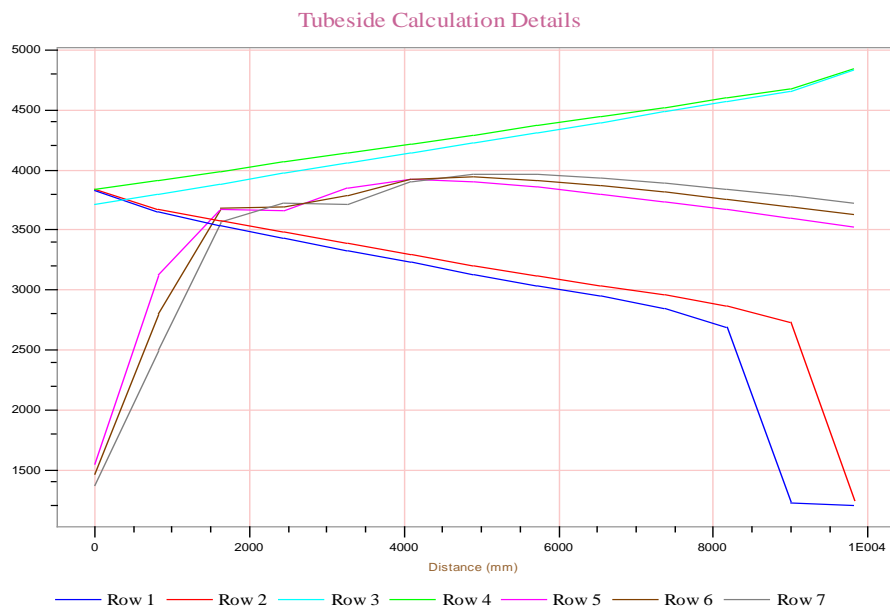
Diametro ventilatori	-	3,6536	3,6536	m
Velocità dell'aria frontale	3,2	4,76	4,79	m/s
A frontale	366,00	307,848	51,31	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	12,51	10,586	10,59	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	0,30	0,34	0,34	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	269	83,6	84,4	kW
Potenza ventilazione / Q	0,920	0,2875	1,7419	%
Costo investimento totale / Q	43,08	30,56	34,50	\$ / kWth
Costo del lavoro / Q	-	16,03	16,32	\$ / kWth
Costo materiale x tubi / Q	-	12,40	12,40	\$ / kWth
Costo materiali x il resto / Q	-	2,12	3,91	\$ / kWth
Costo ventilatori / Q	-	1,87	1,86	\$ / kWth
Costo /superficie libera tubi	547,83	355,13	403,67	\$ / m <sup>2</sup>
Costo/peso	8,81	7,75	7,55	\$ / kg
Costo di esercizio ventilatori	-	2,30	13,94	\$ / kWth y
Costo investimento x CCR	-	4,58	5,17	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	-	6,88	19,11	\$ / kWth y

**Tabella 6.3: Dati relativi al dimensionamento (“design”) effettuato da Aspen con numero di passaggi libero, per scambiatore completo e per singola bay di quest’ultimo.**

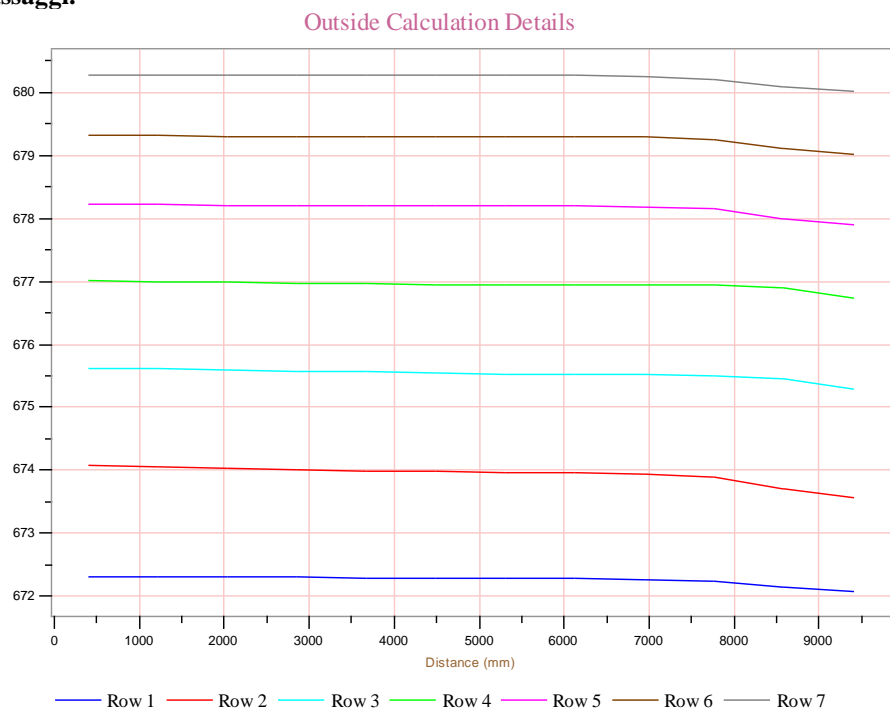
Si riportano in seguito, nelle Figure da 6.10 a 6.15 i grafici con gli andamenti delle principali grandezze d’interesse (coefficienti di scambio, perdite di carico, titolo di vapore, flusso termico areico) in funzione della lunghezza dei tubi.



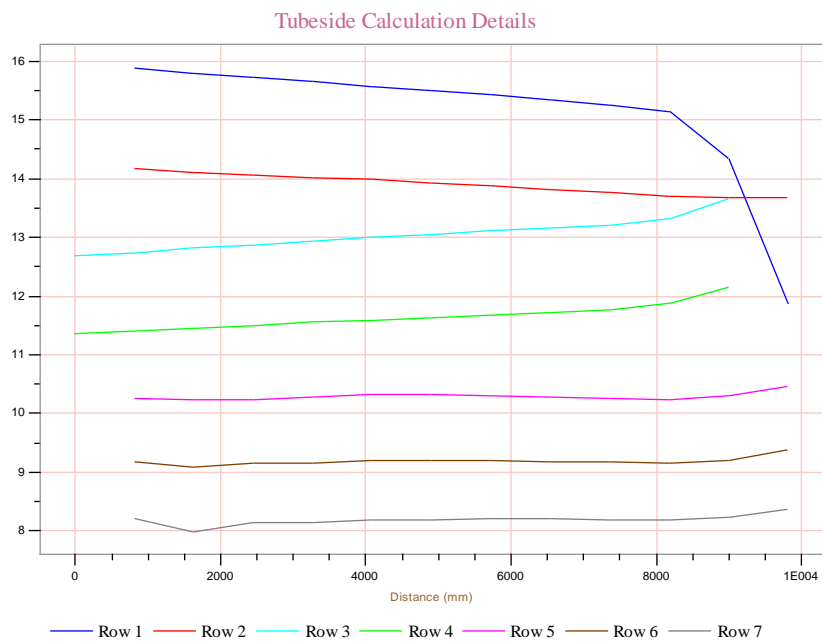
**Figura 6.10: Disposizione di tubi e flussi, scambiatore dimensionato da Aspen con 3 passaggi.**



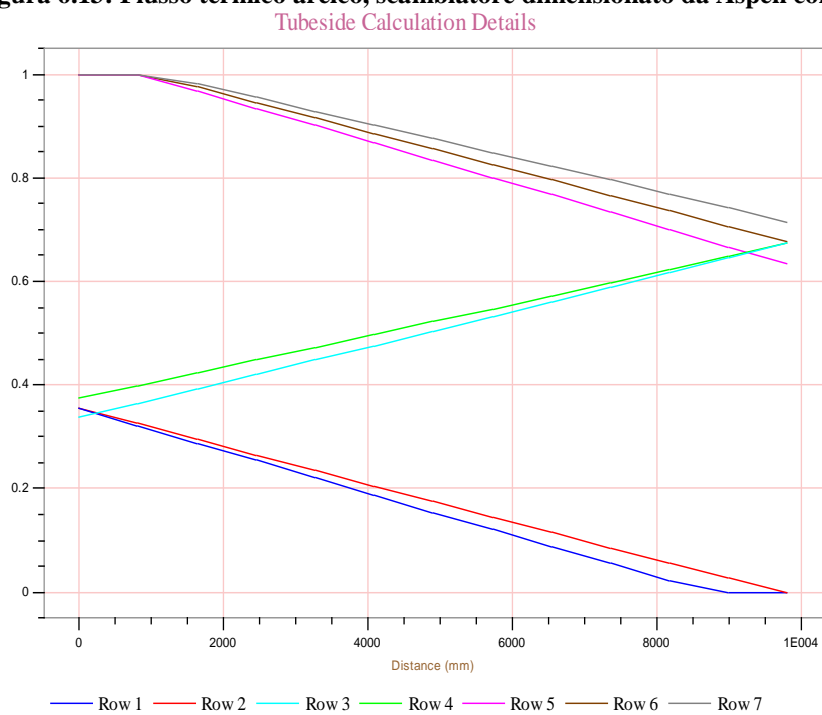
**Figura 6.11: Coefficiente di scambio interno, scambiatore dimensionato da Aspen con 3 passaggi.**



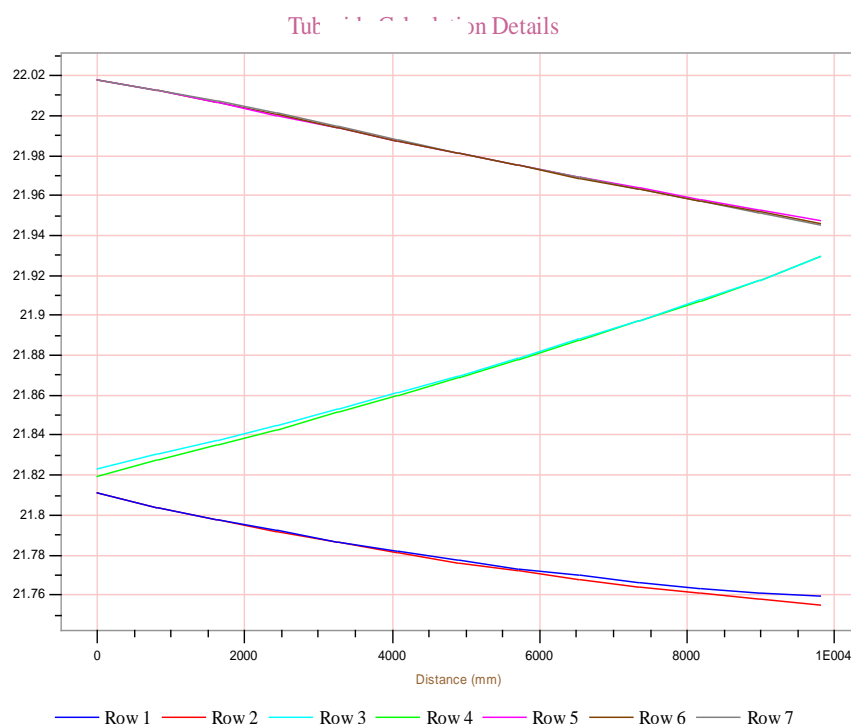
**Figura 6.12: Coefficiente di scambio esterno, scambiatore dimensionato da Aspen con 3 passaggi.**



**Figura 6.13: Flusso termico areico, scambiatore dimensionato da Aspen con 3 passaggi.**



**Figura 6.14: Titolo di vapore, scambiatore dimensionato da Aspen con 3 passaggi.**



**Figura 6.15: Perdite di carico, scambiatore dimensionato da Aspen con 3 passaggi.**

Aspen dimensiona lo scambiatore con 7 ranghi; ciò comporta l'impossibilità di avere passaggi con numero uguale di ranghi. Questa ipotesi non trova generalmente riscontro nella realtà; osservando l'andamento delle grandezze tuttavia si può ragionevolmente supporre che Aspen gestisca il problema tramite un "collettore" che raccoglie la portata del passaggio precedente e la ridistribuisce nel nuovo passaggio con numero di ranghi diverso dal precedente, come mostrato in Figura X.X. Ciò risulta evidente osservando il grafico del titolo di vapore in Figura X.X, in cui i ranghi 5, 6 e 7 giungono al termine dei 10 metri di tubi con tre titoli di vapore differenti, ma i due ranghi successivi ripartono con il medesimo titolo di vapore pari alla media tra i tre valori. Questo è anche dovuto ad un'impostazione che fa lavorare Aspen con portate equamente suddivise tra i ranghi.

Si nota inoltre che con 3 passaggi il coefficiente di scambio globale, in Figura X.X, diventa molto simile a quello medio utilizzato da Hudson. Dati su cui vi è notevole scostamento sono quelli relativi alla ventilazione; la ragione di ciò risiede nella curva caratteristica unica del ventilatore utilizzata da Hudson per questi calcoli, che evidentemente porta in questa situazione ad un punto di funzionamento che richiede molta più potenza di quella realmente necessaria utilizzando per ogni ventilatore la propria curva caratteristica e permettendo ad Aspen di scegliere il più adatto. Inoltre non è possibile dai risultati forniti dal

programma Hudson ricavare l'efficienza del ventilatore, quindi non è nemmeno possibile confrontare quest'ultima con il valore utilizzato in Aspen.

In Tabella 6.4 è riportato l'insieme dei risultati dell'analisi al variare del numero di passaggi che è stata effettuata sullo scambiatore dimensionato da Aspen, allo scopo di identificare l'andamento delle grandezze principali e comprendere meglio il criterio in base al quale il programma effettua la scelta.

	DESIGN ASPEN -			
	3 passaggi	2 passaggi	4 passaggi	7 passaggi
Numero di bays	1	1	1	1
Numero di bundles/bay	2	2	2	2
Numero di bundles	2	2	2	2
Numero passaggi	3	2	4	7
Numero di fans/bay	2	2	2	2
Portata di propano	17,93102 kg/s	17,3611	18,1	16,9
Potenza di condensazione	4,84665 MW	4,6923	4,8917	4,5642
Portata aria	263,8032 kg/s	263,8032	263,8032	263,8032
Tin aria	29 °C	29	29	29
Tout aria	47,26 °C	46,64	47,46	46,17
$\Delta T$ medio log REALE	22,8	23,23	22,5	20,01
h interno ASPEN	3474,5 W / m <sup>2</sup> °C	2589	4380	6508,8
h esterno ASPEN	679,5 W / m <sup>2</sup> °C	679,3	679,6	679
h OVERALL DIRTY	518,8 W / m <sup>2</sup> °C	493,5	535,4	557,3
h OVERALL CLEAN	551,9 W / m <sup>2</sup> °C	523,3	570,7	595,6
Area scambio / A necess. DIRTY	1,01	1,01	1,01	1,01
Area scambio / A necess. CLEAN	1,08	1,07	1,08	1,08
$\Delta p$ lato propano	31,513 kPa	12,047	66,143	306,335
$\Delta p$ lato aria	201 Pa	201	201	201
Vel propano in	5,18 m/s	3,76	7,84	14,64
Vel propano out	0,9 m/s	0,58	1,83	2,62
Vel aria in	8,81 m/s	8,81	8,81	8,81
Vel aria out	9,35 m/s	9,33	9,35	9,31

**Tabella 6.4: Analisi al variare del numero di passaggi sullo scambiatore ottimizzato da Aspen.**

Le variazioni più importanti che si hanno al variare del numero di passaggi riguardano le perdite di carico all'interno dei tubi, la differenza di temperatura di

scambio e i coefficienti di scambio termico. All'aumentare del numero di passaggi si riduce progressivamente la differenza di temperatura sotto cui è effettuato lo scambio termico, quindi il coefficiente di scambio interno cresce moltissimo grazie alla maggiore velocità con cui viene alimentato il propano; ciò causa d'altronde maggiori perdite di carico; queste maggiori perdite di carico influenzano la pressione di condensazione, facendo diminuire la temperatura di condensazione al procedere lungo i tubi. L'effetto positivo della riduzione della differenza di temperatura di scambio è predominante su quello negativo legato alle perdite di carico, infatti Aspen dimensiona lo scambiatore a 3 passaggi; a 4 passaggi i due effetti praticamente si compensano, ed è il limite oltre cui aumentando ulteriormente il numero di passaggi si ha un peggioramento delle prestazioni; Aspen non sceglie 4 passaggi poiché gli sono state imposte delle perdite di carico ammesse di 0,4 bar (40 kPa). Questo valore viene superato nel caso di 4 passaggi, anche se non di molto, circa 26 kPa. Con 7 passaggi le perdite di carico raggiungono addirittura i 300 kPa.

Analizzando il coefficiente di scambio termico interno, si può notare come progressivamente gli ultimi ranghi scambino in condizioni sempre più sfavorevoli, fino al monofase; il fenomeno si riduce all'aumentare dei passaggi, poiché il valore del coefficiente di scambio si alza moltissimo, tuttavia si ha la limitazione delle perdite di carico di cui si è detto in precedenza.

Gli andamenti complessivi delle altre grandezze sono analoghi a quelli del caso base considerato;

La ripartizione della portata nei passaggi è riportata in Figura 6.16: per ogni caso analizzato:



**Caso 2 passaggi**



**Caso base, 3 passaggi**



Caso 4 passaggi



Caso 7 passaggi

Figura 6.15: disposizione dei flussi al variare del numero di passaggi per i casi precedentemente analizzati.

### 6.3 Analisi parametrica in funzione della velocità dell'aria, per scambiatore dimensionato da Aspen

Si è deciso di analizzare l'effetto della variazione della velocità dell'aria sul sistema, regolando la portata d'aria, ma mantenendo il rapporto tra l'area effettiva e l'area necessaria per lo scambio a 1 tramite la variazione conseguente della portata di propano. Sono stati analizzati i casi con una diminuzione del 75%, e 50% della portata d'aria, e con una maggiorazione del 25 e 50%. I risultati sono riportati in Tabella 6.5:

	Dimens. Aspen		meno 75% v	meno 50% v	più 25% v	più 50%
	3 passaggi					
Numero di bays	1		1	1	1	1
Numero di bundles/bay	2		2	2	2	2
Numero di bundles	2		2	2	2	2
Numero passaggi	3		3	3	3	3
Numero di fans/bay	2		2	2	2	2
Portata di propano	17,93	kg/s	8,58	10,7	21	23,7
Potenza di condensazione	4,8467	MW	2,3197	2,8923	5,676	6,4036
Portata aria	263,8032	kg/s	99	132	330	395
Tin aria	29	°C	29	29	29	29

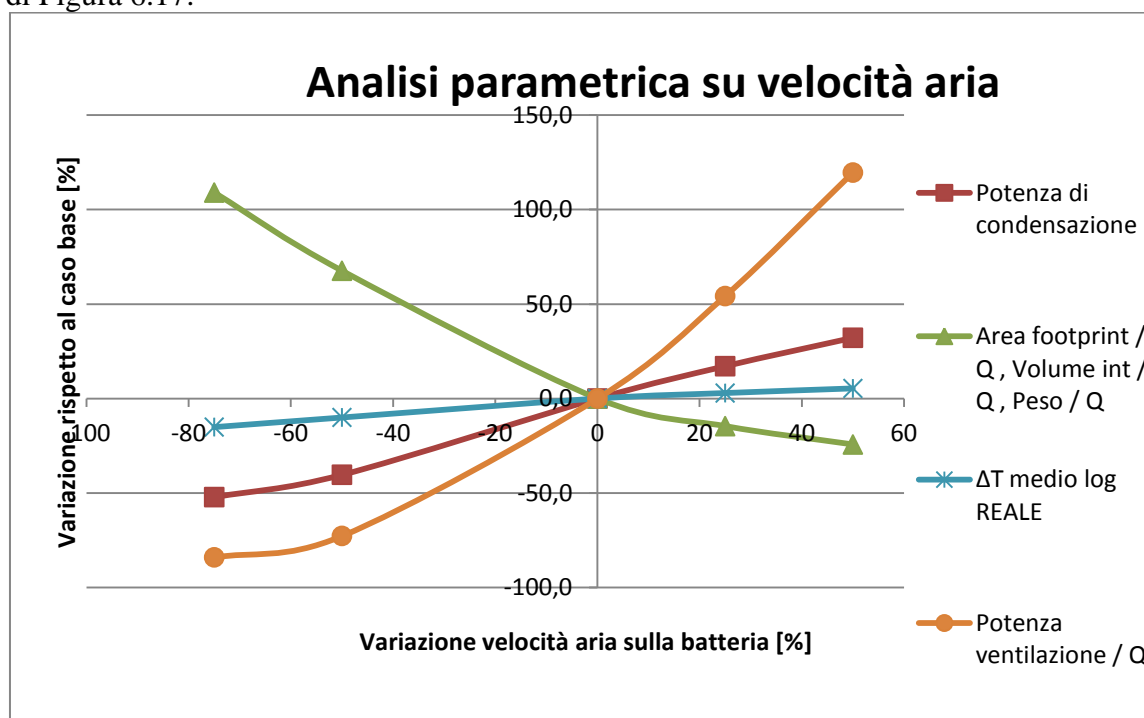
Tout aria	47,26	°C	52,28	50,76	46,09	45,06
Numero ranghi	7		7	7	7	7
Lunghezza tubi	10	m	10	10	10	10
Ntubi per rango per bay	76		76	76	76	76
Numero totale di tubi	532		532	532	532	532
Larghezza	5,1308	m	5,1308	5,1308	5,131	5,1308
Bare Tube Area	414,2	m <sup>2</sup>	414,2	414,2	414,2	414,2
Bare Tube Area /Q	85,46	m <sup>2</sup> /MW	178,55	143,20	72,97	64,68
Superficie esterna totale	9040,9	m <sup>2</sup>	9040,9	9040,9	9041	9040,9
Peso	22139	kg	22139	22139	22139	22139
Peso / Q	4567,9	kg/MW	9543,9	7654,5	3900,7	3457,3
$\Delta T$ medio log REALE	22,8		19,36	20,52	23,46	24,02
h interno ASPEN	3474,5	W / m <sup>2</sup> °C	2215,7	2494,5	3876	4232,3
h esterno ASPEN	679,5	W / m <sup>2</sup> °C	352,2	429,4	786,8	882,9
h OVERALL DIRTY	518,8	W / m <sup>2</sup> °C	289,2	345,1	589,3	650,7
h OVERALL CLEAN	551,9	W / m <sup>2</sup> °C	299,1	359,4	632,3	703,5
Area scambio / A necess. DIRTY	1,01		1,01	1,01	1,01	1,01
Area scambio / A necess. CLEAN	1,08		1,06	1,06	1,08	1,09
$\Delta p$ lato propano	31,513	kPa	14,023	15,474	41,633	48,548
$\Delta p$ lato aria	201	Pa	40	75	291	392
Vel propano in	5,18	m/s	2,48	3,09	6,06	6,84
Vel propano out	0,9	m/s	0,43	0,54	1,06	1,19
Vel aria in	8,81	m/s	3,31	4,41	11,02	13,2
Vel aria out	9,35	m/s	3,56	4,85	11,65	13,9
Diametro ventilatori	3,6536	m	3,6536	3,6536	3,654	3,6536
Velocità dell'aria frontale	4,79	m/s	1,8	2,4	6	7,18
A frontale	51,31	m <sup>2</sup>	51,31	51,31	51,31	51,31
A frontale/ Q	10,59	m <sup>2</sup> /MW	22,12	17,74	9,04	8,01
Volume interno / Q	0,34	m <sup>3</sup> /MW	0,71	0,57	0,29	0,26
Potenza all'albero del motore	84,4	kW	6,466	13,766	152,5	244,864
Potenza ventilazione / Q	1,7419	%	0,2787	0,4760	2,6860	3,8238
Costo investimento totale / Q	34,50	\$ / kW	72,08	57,81	29,46	26,11
Costo del lavoro / Q	16,32	\$ / kW	34,10	27,35	13,94	12,35
Costo materiale x tubi / Q	12,40	\$ / kW	25,91	20,78	10,59	9,39
Costo materiali x il resto / Q	3,91	\$ / kW	8,18	6,56	3,34	2,96
Costo ventilatori / Q	1,86	\$ / kW	3,89	3,12	1,59	1,41



Costo /superficie libera tubi	403,67	\$ / m <sup>2</sup>	403,67	403,67	403,67	403,67
Costo/peso	7,55	\$ / kg	7,55	7,55	7,55	7,55
Costo di esercizio ventilatori	13,94	\$ / kWth y	2,23	3,81	21,49	30,59
Costo investimento x CCR	5,17	\$ / kWth y	10,81	8,67	4,42	3,92
INDICE DI COSTO	19,11	\$ / kWth y	13,04	12,48	25,91	34,51

**Tabella 6.5: Risultati dell'analisi parametrica sulla velocità dell'aria, su scambiatore del caso base.**

L'andamento delle grandezze volume interno, area frontale e peso specifiche alla potenza è il medesimo, passando da +108,9% a +67,6% per i casi con velocità dell'aria ridotta del 75% e 50% a -14,6% e -24,3% per i casi con velocità aumentata del 25% e 50%. Questo andamento è legato a quello della potenza di condensazione, che logicamente cresce all'aumentare della velocità dell'aria sulla batteria: si passa da -52,1% e -40,3% per i casi a velocità ridotta del 75% e 50% a +17,1% e +32,2% per i casi a velocità maggiorata del 25% e 50%. Anche la differenza di temperatura di scambio cresce, passando da -15,1% e -10% a +2,9% e +5,4%. L'aumento della velocità dell'aria comporta ovviamente una maggiore spesa energetica per la ventilazione: si va da -84% e -72,7% a +54,2% e +119,5%. È possibile visualizzare gli andamenti nel grafico di Figura 6.17:



**Figura 6.17: Grafico riassuntivo degli andamenti delle principali grandezze d'interesse in funzione della variazione della velocità dell'aria sulla batteria percentuale.**

Per quanto riguarda l'andamento degli indici economici, si ha ovviamente un andamento fortemente crescente della spesa per la ventilazione contrastato debolmente dall'andamento decrescente del costo d'investimento attualizzato. Il grafico di Figura 6.18 illustra la questione:

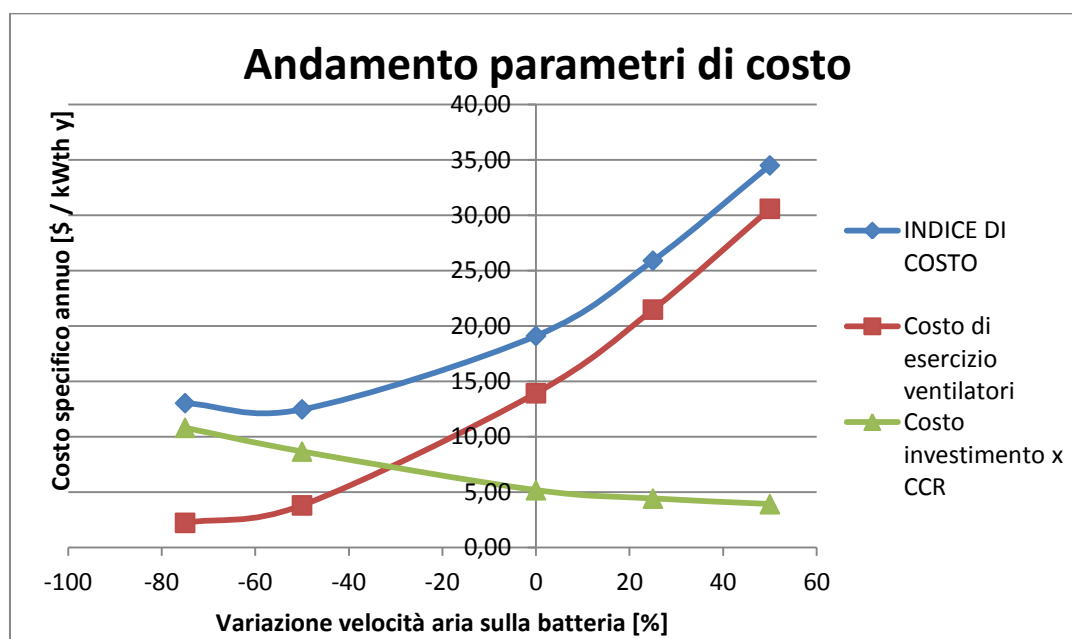


Figura 6.18: Andamento dei parametri di costo in funzione della variazione di velocità dell'aria sulla batteria percentuale rispetto al caso base.

#### 6.4 Modifiche allo scambiatore dimensionato da Aspen: riduzione del numero di ranghi

È stato effettuato un rating modificando lo scambiatore ottimizzato riducendo il numero di ranghi a 5, facendo variare la portata di propano e la temperatura di scarico dell'aria, mantenendo però la stessa portata d'aria del caso ottimizzato, cioè la stessa velocità frontale dell'aria. I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 6.6:

	DESIGN ASPEN	RANGH	Diff
	-	I	
	3 passaggi	-> 5	%
Numero di bays	1	1	
Numero di bundles/bay	2	2	
Numero di bundles	2	2	
Numero passaggi	3	3	

Numero di fans/bay	2	2	
Portata di propano	17,93102 kg/s	14,25	-20,53
Potenza di condensazione	4,84665 MW	3,8509	-20,55
Portata aria	263,8032 kg/s	263,8032	
Tin aria	29 °C	29	
Tout aria	47,26 °C	43,52	
Numero ranghi	7	5	
Lunghezza tubi	10 m	10	
Ntubi per rango per bay	76	76	
Numero totale di tubi	532	380	
Larghezza	5,1308 m	5,1308	
Bare Tube Area	414,2 m <sup>2</sup>	296,8	
Bare Tube Area /Q	85,46 m <sup>2</sup> /MW	77,07	
Superficie esterna totale	9040,9 m <sup>2</sup>	6478,9	-28,34
Peso	22139 kg	15485,5	-30,05
Peso / Q	4567,9 kg/MW	4021,3	-11,97
$\Delta T$ medio log REALE	22,8	25,09	10,04
h interno ASPEN	3474,5 W / m <sup>2</sup> °C	3736,5	7,54
h esterno ASPEN	679,5 W / m <sup>2</sup> °C	676,8	-0,40
h OVERALL DIRTY	518,8 W / m <sup>2</sup> °C	522,7	0,75
h OVERALL CLEAN	551,9 W / m <sup>2</sup> °C	556,3	0,80
Area scambio / A necess. DIRTY	1,01	1,01	
Area scambio / A necess. CLEAN	1,08	1,08	
$\Delta p$ lato propano	31,513 kPa	34,046	8,04
$\Delta p$ lato aria	201 Pa	146	-27,36
Vel propano in	5,18 m/s	6,17	19,11
Vel propano out	0,9 m/s	1,44	60,00
Vel aria in	8,81 m/s	8,78	-0,34
Vel aria out	9,35 m/s	9,21	-1,50
Diametro ventilatori	3,6536 m	3,6536	
Velocità dell'aria frontale	4,79 m/s	4,78	
A frontale	51,31 m <sup>2</sup>	51,31	
A frontale/ Q	10,59 m <sup>2</sup> /MW	13,32	25,86
Volume interno	0,34 m <sup>3</sup> /MW	0,30	-10,10
Potenza all'albero del motore	84,4 kW	60,784	-28,00
Potenza ventilazione / Q	1,74 %	1,58	-9,39

Costo investimento totale / Q	34,50 \$ / kWth	35,48	2,85
Costo del lavoro / Q	16,32 \$ / kWth	18,37	12,58
Costo materiale x tubi / Q	12,40 \$ / kWth	11,15	-10,10
Costo materiali x il resto / Q	3,91 \$ / kWth	3,62	-7,58
Costo ventilatori / Q	1,86 \$ / kWth	2,34	
Costo /superficie libera tubi	403,67 \$ / m <sup>2</sup>	460,38	14,05
Costo/peso	7,55 \$ / kg	8,82	16,83
Costo di esercizio ventilatori	13,94 \$ / kWth y	12,63	-9,39
Costo investimento x CCR	5,17 \$ / kWth y	5,32	2,85
INDICE DI COSTO	19,11 \$ / kWth y	17,95	-6,07

**Tabella 6.6: Risultati per scambiatore con geometria come caso base ma numero di ranghi ridotto a 5, per singola bay.**

Si nota che una riduzione dei ranghi comporta sicuramente una diminuzione nella potenza di condensazione (20 %), dovuta alla riduzione nella superficie di scambio del 28%. Ciò si riflette sul peso specifico alla potenza, ridotto del 12 %, ma anche sull'area frontale specifica, che aumenta del 25%. In applicazioni floating offshore sono entrambi parametri molto importanti, le cui variazioni sono da valutare attentamente.

Il coefficiente di scambio esterno resta pressoché invariato poiché non variano le velocità dell'aria, ciò comporta che l'aumento del coefficiente di scambio interno non abbia influenza sul coefficiente globale, che resta praticamente invariato. Aumentano le perdite di carico lato propano dovute alle maggiori velocità (aumento del 19% della velocità di ingresso, del 60% di quella di uscita del propano), in crescita dell' 8%, mentre si riducono del 27 % quelle lato aria a causa del minor ingombro dei tubi avendo rimosso ben due ranghi. Lo scambiatore in questione presenta una potenza di ventilazione specifica inferiore del 9% al caso base. Per quanto riguarda il costo specifico alla potenza si ha un incremento del 3%. Ciò è in parte compensato dalla riduzione dell'indice di costo del 6%.

È stata effettuata anche per questo caso un'analisi parametrica sulla velocità di ingresso dell'aria. I risultati presentano andamenti analoghi a quelli del caso base, e sono riportati in tabella 6.7:

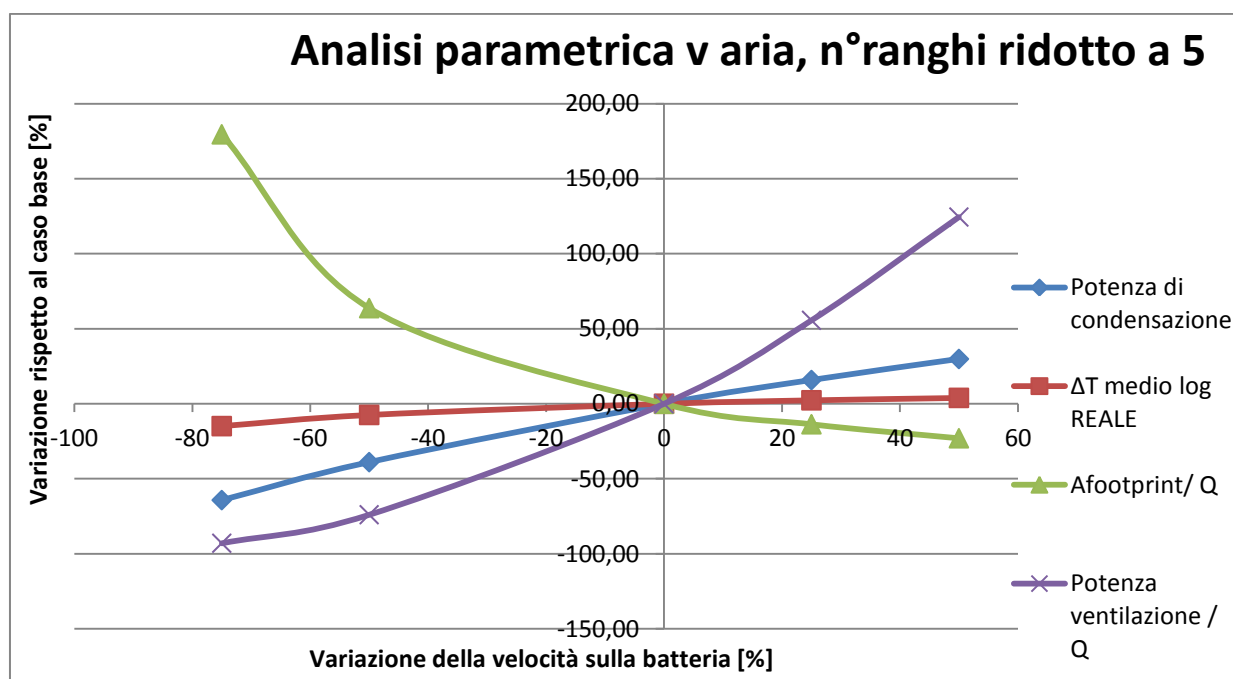
	vel -75%	vel -50%	RANGHI -> 5	vel +25%	vel +50%
Numero di bays	1	1	1	1	1
Numero di bundles/bay	2	2	2	2	2
Numero di bundles	2	2	2	2	2
Numero passaggi	3	3	3	3	3

Numero di fans/bay	2	2	2	2	2	
Portata di propano	5,10	8,7	14,25	16,5	18,5	kg/s
Potenza di condensazione	1,38	2,3519	3,8509	4,4597	5,0004	MW
Portata aria	66	131,1	263,8032	329,5	395	kg/s
Tin aria	29	29	29	29	29	°C
Tout aria	49,72	46,79	43,52	42,41	41,61	°C
Numero ranghi	5,00	5	5	5	5	
Lunghezza tubi	10	10	10	10	10	m
Ntubi per rango per bay	76	76	76	76	76	
Numero totale di tubi	380,00	380	380	380	380	
Larghezza	5,1308	5,1308	5,1308	5,1308	5,1308	m
Bare Tube Area	296,80	296,8	296,8	296,8	296,8	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	215,08	126,19	77,07	66,55	59,35	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	6478,90	6478,9	6478,9	6478,9	6478,9	m <sup>2</sup>
Peso	15485,50	15485,5	15485,5	15485,5	15485,5	kg
Peso / Q	11244,2	6584,3	4021,3	3472,3	3096,9	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	21,35	23,22	25,09	25,67	26,07	
h interno ASPEN	1972,10	2690,1	3736,5	4143,1	4487,2	W / m <sup>2</sup> °C
h esterno ASPEN	256,20	425,5	676,8	783,1	879,7	W / m <sup>2</sup> °C
h OVERALL DIRTY	218,50	346	522,7	593	654,6	W / m <sup>2</sup> °C
h OVERALL CLEAN	224,10	360,4	556,3	636,5	708,1	W / m <sup>2</sup> °C
Area scambio / A necess. DIRTY	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	
Area scambio / A necess. CLEAN	1,03	1,06	1,08	1,09	1,1	
$\Delta p$ lato propano	10,912	19,669	34,046	44,506	54,521	kPa
$\Delta p$ lato aria	14,00	46	146	212	287	Pa
Vel propano in	2,21	3,77	6,17	7,15	8,01	m/s
Vel propano out	0,51	0,88	1,44	1,66	1,87	m/s
Vel aria in	2,20	4,37	8,78	10,97	13,15	m/s
Vel aria out	2,35	4,62	9,21	11,46	13,7	m/s
Diametro ventilatori	3,6536	3,6536	3,6536	3,6536	3,6536	m
Velocità dell'aria frontale	1,2	2,37	4,78	5,97	7,15	m/s
A frontale	51,31	51,31	51,31	51,31	51,31	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	37,26	21,82	13,32	11,50	10,26	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno	0,85	0,50	0,30	0,26	0,23	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	1,528	9,666	60,784	109,552	177,18	kW
Potenza ventilazione / Q	0,11	0,41	1,58	2,46	3,54	%

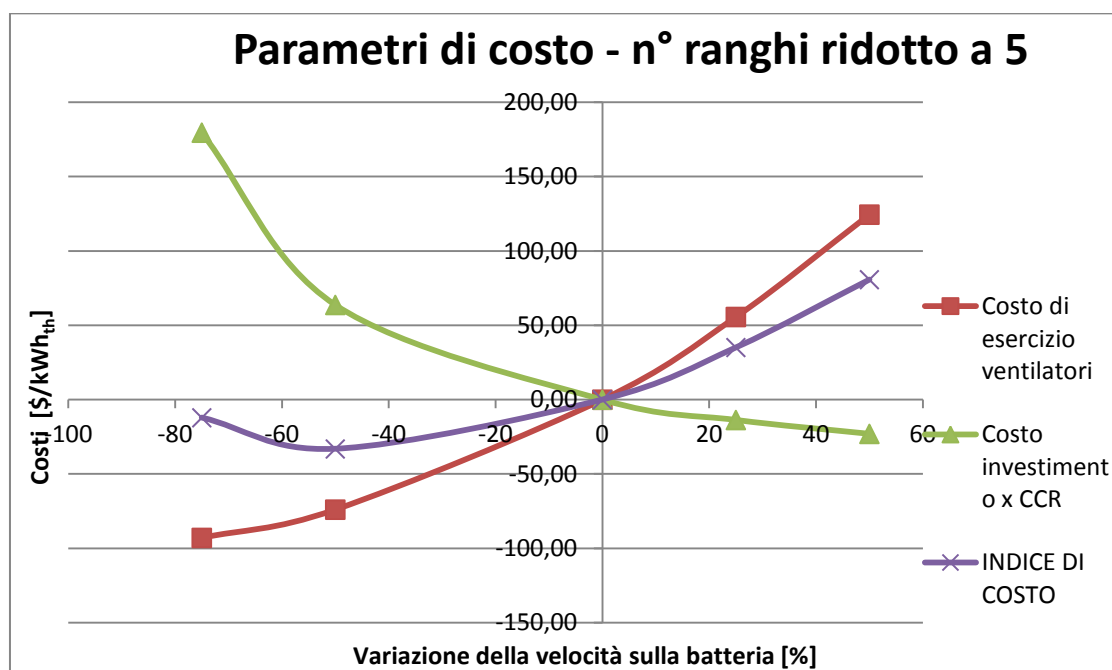
Costo investimento totale / Q	99,22	58,10	35,48	30,64	27,33	\$ / kWth
Costo del lavoro / Q	51,37	30,08	18,37	15,86	14,15	\$ / kWth
Costo materiale x tubi / Q	31,18	18,26	11,15	9,63	8,59	\$ / kWth
Costo materiali x il resto / Q	10,11	5,92	3,62	3,12	2,78	\$ / kWth
Costo ventilatori / Q	6,56	3,84	2,34	2,02	1,81	\$ / kWth
Costo /superficie libera tubi	460,38	460,38	460,38	460,38	460,38	\$ / m <sup>2</sup>
Costo/peso	8,82	8,82	8,82	8,82	8,82	\$ / kg
Costo di esercizio ventilatori	0,89	3,29	12,63	19,65	28,35	\$ / kWth y
Costo investimento x CCR	14,88	8,71	5,32	4,60	4,10	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	15,77	12,00	17,95	24,25	32,45	\$ / kWth y

**Tabella 6.7: Analisi parametrica in funzione della velocità dell'aria sulla batteria per scambiatore a geometria come nel caso base ma numero di ranghi ridotto a 5.**

L'andamento delle grandezze d'interesse è riportato in Figura 6.19, quello delle grandezze economiche in Figura 6.20:



**Figura 6.19: Andamento percentuale delle grandezze d'interesse principali in funzione della variazione percentuale della velocità aria sulla batteria.**



**Figura 6.20: Andamento degli indici di costo in funzione della variazione percentuale di velocità aria sulla batteria.**

In Tabella 6.8 sono invece confrontate la bay ottimizzata da Aspen a 3 passaggi con i due migliori casi in termini di indici di costo ottenuti dall'analisi parametrica sulla velocità dell'aria:

	DESIGN ASPEN 3 passaggi	Dim. Aspen -50% v	Diff %	5 RANGHI -50% v	Diff %	
Numero di bays	1	1		1		
Numero di bundles/bay	2	2		2		
Numero di bundles	2	2		2		
Numero passaggi	3	3		3		
Numero di fans/bay	2	2		2		
Portata di propano	17,93102	10,7		8,7		kg/s
Potenza di condensazione	4,84665	2,8923	-40,3	2,3519	-51,5	MW
Portata aria	263,8032	132		131,1		kg/s
Tin aria	29	29		29		°C
Tout aria	47,26	50,76		46,79		°C
Numero ranghi	7	7		5		
Lunghezza tubi	10	10		10		m
Ntubi per rango per bay	76	76		76		

Numero totale di tubi	532	532		380		
Larghezza	5,1308	5,1308		5,1308		m
Bare Tube Area	414,2	414,2		296,8		m <sup>2</sup>
Bare Tube Area / Q	85,46	143,20		126,19		m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	9040,9	9040,9		6478,9		m <sup>2</sup>
Peso	22139	22139		15485,5		kg
Peso / Q	4567,9	7654,5	67,6	6584,3	44,1	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	22,8	20,52	-10,0	23,22	1,8	
h interno ASPEN	3474,5	2494,5	-28,2	2690,1	-22,6	W / m <sup>2</sup> °C
h esterno ASPEN	679,5	429,4	-36,8	425,5	-37,4	W / m <sup>2</sup> °C
h OVERALL DIRTY	518,8	345,1	-33,5	346	-33,3	W / m <sup>2</sup> °C
h OVERALL CLEAN	551,9	359,4	-34,9	360,4	-34,7	W / m <sup>2</sup> °C
Area scambio / A necess. DIRTY	1,01	1,01		1,01		
Area scambio / A necess. CLEAN	1,08	1,06		1,06		
$\Delta p$ lato propano	31,513	15,474	-50,9	19,669	-37,6	kPa
$\Delta p$ lato aria	201	75	-62,7	46	-77,1	Pa
Vel propano in	5,18	3,09		3,77		m/s
Vel propano out	0,9	0,54		0,88		m/s
Vel aria in	8,81	4,41		4,37		m/s
Vel aria out	9,35	4,85		4,62		m/s
Diametro ventilatori	3,6536	3,6536		3,6536		m
Velocità dell'aria frontale	4,79	2,4	-49,9	2,37	-50,5	m/s
A frontale	51,31	51,31		51,31		m <sup>2</sup>
A frontale / Q	10,59	17,74	67,6	21,82	106,1	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	2,37	3,97	67,6	2,49	5,1	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	84,4	13,766		9,666		kW
Potenza ventilazione / Q	1,7419	0,4760	-72,7	0,41	-76,4	%
Costo investimento totale / Q	34,50	57,81		58,10		\$/ kW
Costo del lavoro / Q	16,32	27,35		30,08		\$/ kW
Costo materiale x tubi / Q	12,40	20,78		18,26		\$/ kW
Costo materiali x il resto / Q	3,91	6,56		5,92		\$/ kW
Costo ventilatori / Q	1,86	3,12		3,84		\$/ kW
Costo /superficie libera tubi	403,67	403,67		460,38		\$/ m <sup>2</sup>
Costo/peso	7,55	7,55		8,82		\$/ kg
Costo di esercizio ventilatori	13,94	3,81	-72,7	3,29	-76,4	\$/ kWth y



Costo investimento x CCR	5,17	8,67	67,6	8,71	68,4	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	19,11	12,48	-34,7	12,00	-37,2	\$ / kWth y

**Tabella 6.8: Confronto con la singola bay ottimizzata da Aspen delle migliori configurazioni, a 7 e 5 ranghi, della stessa bay ottenute dall'analisi parametrica sulla velocità dell'aria.**

Entrambe le due migliori bay selezionate sono risultate quelle in cui la velocità dell'aria sulla batteria è stata ridotta del 50% rispetto al caso ottimizzato da Aspen. Nel primo caso si ha una bay geometricamente identica a quella ottimizzata da Aspen, quindi con 7 ranghi, mentre nel secondo caso la bay con due ranghi in meno, ottenuta dall'analisi precedentemente illustrata.

Si può notare come la potenza di condensazione si riduca del 40,3% per bay a 7 ranghi e del 51,5% per bay a 5 ranghi; detto questo, per quanto riguarda gli indici economici, la soluzione migliore risulta essere la bay a 5 ranghi. La minore velocità dell'aria sulla batteria comporta un grande risparmio sulla potenza e spesa di ventilazione, che è del 76,4% in questo caso e comunque del 72,7% per la bay a 7 ranghi. Vi è ovviamente un aumento del costo d'investimento attualizzato dovuto alla riduzione di potenza di condensazione che è pari a circa il 68% in entrambi i casi. Complessivamente però la riduzione dell'indice di costo è del 37,2% per la bay a 5 ranghi e velocità ridotta del 50% e del 34,7% per quella a 7 ranghi e velocità ridotta del 50%.

Per quanto riguarda il peso specifico vi è un aumento dovuto alla minore potenza di condensazione per entrambe le bay; tuttavia esso è più modesto nel caso a 5 ranghi, dove è del 44,1% contro il 67,6% del caso a 7 ranghi. L'area frontale specifica aumenta anch'essa, raddoppiando (+106,1%) per il caso a 5 ranghi e aumentando del 67,6% per 7 ranghi. Per quanto riguarda il volume interno si ha un aumento molto più sensibile per il caso a 7 ranghi, sempre del 67,6%, mentre per la bay a 5 ranghi esso è di solo 5,1%.

Per quanto riguarda i coefficienti di scambio termico convettivo, questi si riducono della stessa quantità in entrambi i casi, risultando in una riduzione del 33% sul coefficiente di scambio globale. Le perdite di carico lato interno si riducono del 50,9% per il caso a 7 ranghi e del 37,3% nel caso a 5 ranghi, mentre dal lato aria la riduzione è più sensibile ovviamente per il caso a 5 ranghi, del 77,1%, contro una riduzione del 62,7% per la bay a 7 ranghi.

Anche in questo caso la scelta della soluzione migliore comporta la decisione delle priorità nella progettazione: riduzione massima dei costi totali, dei pesi, dell'ingombro. Per quanto riguarda i parametri di costo la soluzione migliore sarebbe la bay a 5 ranghi e velocità ridotta del 50%; per quanto riguarda pesi, volumi e superfici occupate la soluzione migliore sarebbe la bay ottimizzata da Aspen.

### 6.5 Modifiche allo scambiatore dimensionato da Aspen: variazione della lunghezza dei tubi (+50%)

Si sono considerati in questo caso tubi di lunghezza 15 metri, mantenendo il numero di ranghi a 7. È stato aggiunto un ventilatore e aumentata la portata d'aria conseguentemente del 50% per avere le medesime condizioni lato aria del caso base, dopodiché si è regolata la portata di propano per ottenere rapporto di aree pari a quello del caso base. I risultati sono riportati in Tabella 6.9:

	DESIGN ASPEN - 3 passaggi	Ltubi 15 m, V <sub>aria</sub> = cost	Diff %
Numero di bays	1	1	
Numero di bundles/bay	2	2	
Numero di bundles	2	2	
Numero passaggi	3	3	
Numero di fans/bay	2	3	
Portata di propano	17,93102 kg/s	27,3	52,25
Potenza di condensazione	4,84665 MW	7,3781	52,23
Portata aria	263,8032 kg/s	397	50,5
Tin aria	29 °C	29	
Tout aria	47,26 °C	47,46	
Numero ranghi	7	7	
Lunghezza tubi	10 m	15	
Ntubi per rango per bay	76	76	
Numero totale di tubi	532	532	
Larghezza	5,1308 m	5,1308	
Bare Tube Area	414,2 m <sup>2</sup>	622,2	
Bare Tube Area /Q	85,46 m <sup>2</sup> /MW	84,33	
Superficie esterna totale	9040,9 m <sup>2</sup>	13580,3	50,21
Peso	22139 kg	29642	33,89
Peso / Q	4567,9 kg/MW	4017,6	-12,05
ΔT medio log REALE	22,8	22,02	-3,42
h interno ASPEN	3474,5 W / m <sup>2</sup> °C	4836,7	39,21
h esterno ASPEN	679,5 W / m <sup>2</sup> °C	679,6	0,01
h OVERALL DIRTY	518,8 W / m <sup>2</sup> °C	541,7	4,41
h OVERALL CLEAN	551,9 W / m <sup>2</sup> °C	577,8	4,69
Area scambio / A necess. DIRTY	1,01	1,01	
Area scambio / A necess. CLEAN	1,08	1,08	

$\Delta p$ lato propano	31,513 kPa	91,552	
$\Delta p$ lato aria	201 Pa	201	
Vel propano in	5,18 m/s	7,88	52,12
Vel propano out	0,9 m/s	1,39	54,44
Vel aria in	8,81 m/s	8,81	0
Vel aria out	9,35 m/s	9,35	0
Diametro ventilatori	3,6536 m	3,6536	
Velocità dell'aria frontale	4,79 m/s	4,79	
A frontale	51,31 m <sup>2</sup>	76,96	50
A frontale/ Q	10,59 m <sup>2</sup> /MW	10,43	-1,47
Volume interno	0,34 m <sup>3</sup> /MW	0,33	-1,47
Potenza all'albero del motore	84,4 kW	84,8	0,49
Potenza ventilazione / Q	1,74 %	1,15	-33,97
Costo investimento totale / Q	34,50 \$ / kWth	30,27	-12,27
Costo del lavoro / Q	16,32 \$ / kWth	13,42	-17,80
Costo materiale x tubi / Q	12,40 \$ / kWth	12,22	-1,47
Costo materiali x il resto / Q	3,91 \$ / kWth	2,79	-28,57
Costo ventilatori / Q	1,86 \$ / kWth	1,84	-1,47
Costo /superficie libera tubi	403,67 \$ / m <sup>2</sup>	358,91	-11,09
Costo/peso	7,55 \$ / kg	7,53	-0,25
Costo di esercizio ventilatori	13,94 \$ / kWth y	9,20	-33,99
Costo investimento x CCR	5,17 \$ / kWth y	4,54	-12,27
INDICE DI COSTO	19,11 \$ / kWth y	13,74	-28,11

**Tabella 6.9: Risultati per scambiatore con geometria come caso base ma lunghezza dei tubi pari a 15 metri.**

L'allungamento dei tubi da 10 a 15 metri comporta un aumento del 50% della potenza scambiata e dell'area totale di scambio, a fronte di una riduzione del peso specifico del 12%. L'aumento sempre di circa il 50% sulle velocità del propano causa una differenza di temperatura di scambio inferiore del 3,4% e quindi un coefficiente di scambio interno più alto del 39%. Avendo però il medesimo coefficiente di scambio esterno del caso base, avendo appositamente aggiunto un ventilatore per mantenere invariate le condizioni esterne, il coefficiente globale aumenta soltanto del 4,5 %. È interessante la riduzione di area frontale specifica alla potenza, che si riduce dell' 1,5 % circa, e la riduzione del 34% nella potenza di ventilazione specifica. Ovviamente l'aggiunta di materiale nei tubi e di un ulteriore ventilatore per bay fa aumentare i costi assoluti ma non quelli specifici: mentre il costo specifico al peso resta praticamente invariato, il costo specifico alla potenza si riduce del 12 %. Questo

porterebbe a concludere che per un'applicazione come quella floating offshore, in cui riduzioni di area frontale e di peso sono di estrema importanza, dovrebbe essere conveniente costruire scambiatori con i tubi più lunghi possibile.

## 6.6 Ulteriori verifiche: rating Aspen su due geometrie differenti fornite dal programma Hudson

Sono stati analizzati altri due casi, uno a 8 ranghi e tubi da 10 metri, e uno con 5 ranghi ma tubi da 15 metri. Come prima è stato effettuato il calcolo col programma Hudson e in seguito effettuati dei rating con Aspen, per evidenziare la variazione dei parametri in funzione del numero di passaggi scelto. Infatti il programma Hudson non suggerisce quanti passaggi far effettuare al propano. Analizzando lo scambiatore completo, organizzato in 8 bay da 536 tubi ciascuna (67 tubi per rango), Aspen non è stato in grado di fornire una soluzione poiché con i dati Hudson in ingresso lo scambiatore risultava eccessivamente sottodimensionato. Per questo sono stati riportati solo i dati relativi alla singola bay in cui il flusso di propano è stato regolato per fornire un rapporto di aree unitario a parità di velocità dell'aria sulla batteria rispetto al caso calcolato con il programma Hudson. In tabella 6.10 è riportato il resoconto:

	HUDSON ACHE 2.0	ASPEN 1 bay	ASPEN 2 pass	ASPEN 4 pass	ASPEN 8 pass	
Numero di bays	1	1	1	1	1	
Numero di bundles/bay	1	1	1	1	1	
Numero di bundles	1	1	1	1	1	
Numero passaggi	-	1	2	4	8	
Numero di fans/bay	-	2	2	2	2	
Portata di propano	-	9,15	9,9	10,25	10	kg/s
Potenza di condensazione	29,5	2,4726	2,6756	2,7707	2,7029	MW
Portata aria	927	115,875	115,875	115,875	115,875	kg/s
Tin aria	29	29	29	29	29	°C
Tout aria	60,4	50,19	51,91	52,74	52,14	°C
Numero ranghi	8	8	8	8	8	
Lunghezza tubi	10	10	10	10	10	m
Ntubi per rango per bay	533	67	67	67	67	
Numero totale di tubi	4264	536	536	536	536	
Larghezza	33,8	4,4069	4,4069	4,4069	4,4069	m
Bare Tube Area	3400	416,7	416,7	416,7	416,7	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	115,25	168,52	155,74	150,39	154,17	m <sup>2</sup> /MW

Superficie esterna totale	72100	9093,9	9093,9	9093,9	9093,9	m <sup>2</sup>
Peso	189000	24414,7	24414,7	24414,7	24414,7	kg
Peso / Q	7760,68	9874,10	9124,94	9124,94	9124,94	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE		20,49	19,66	18,78	17,52	
h interno ASPEN	-	1047,2	1748,4	2956,4	4746,8	W / m <sup>2</sup> °C
h esterno ASPEN	-	428,4	428,9	429,1	428,9	W / m <sup>2</sup> °C
h OVERALL DIRTY	-	289,2	325,6	352,5	369	W / m <sup>2</sup> °C
h OVERALL CLEAN	567,5	299,2	338,3	367,4	385,4	W / m <sup>2</sup> °C
Area scambio / A necess. DIRTY	-	1	1	1	1	
Area scambio / A necess. CLEAN	-	1,03	1,04	1,04	1,04	
$\Delta p$ lato propano	-	4,937	8,589	30,532	178,477	kPa
$\Delta p$ lato aria	-	74	74	74	74	Pa
Vel propano in	-	1,12	2,43	5,03	9,82	m/s
Vel propano out	-	0,13	0,28	0,59	1,38	m/s
Vel aria in	-	4,4	4,4	4,4	4,4	m/s
Vel aria out	-	4,71	4,73	4,74	4,74	m/s
Diametro ventilatori	-	3,2915	3,2915	3,2915	3,2915	m
Velocità dell'aria frontale	2,41	2,4	2,39	2,39	2,39	m/s
A frontale	405	44,069	44,069	44,069	44,069	m <sup>2</sup>
A frontale / Q	13,85	17,82	16,47	15,91	16,30	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	0,53	0,67	0,62	0,60	0,61	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	358	13,74	13,83	13,882	13,84	kW
Potenza ventilazione / Q	1,094	0,5557	0,5169	0,5010	0,5120	%
Costo investimento totale / Q	68,14	66,52	61,47	59,36	60,85	\$/ kW
Costo del lavoro / Q	-	28,83	26,64	25,73	26,37	\$/ kW
Costo materiale x tubi / Q	-	24,49	22,64	21,86	22,41	\$/ kW
Costo materiali x il resto / Q	-	10,23	9,46	9,13	9,36	\$/ kW
Costo ventilatori / Q	-	2,96	2,74	2,64	2,71	\$/ kW
Costo /superficie libera tubi	493	394,71	394,71	394,71	394,71	\$/ m <sup>2</sup>
Costo/peso	8,88	6,74	6,74	6,74	6,74	\$/ kg
Costo di esercizio ventilatori	-	4,45	4,14	4,01	4,10	\$/ kWth y
Costo investimento x CCR	-	9,98	9,22	8,90	9,13	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	-	14,42	13,36	12,91	13,22	\$/ kWth y

**Tabella 6.10: Risultati per scambiatore con geometria Hudson a 8 ranghi e tubi lunghi 10 metri e rating Aspen al variare del numero di passaggi.**

In questo caso la soluzione più efficiente è a 4 passaggi, con due ranghi per ogni passaggio. Nel grafico di Figura 6.21 vengono illustrati l'andamento della potenza di ventilazione e delle perdite di carico interne ai tubi, con condizioni del flusso dell'aria esterna ai tubi invariate.

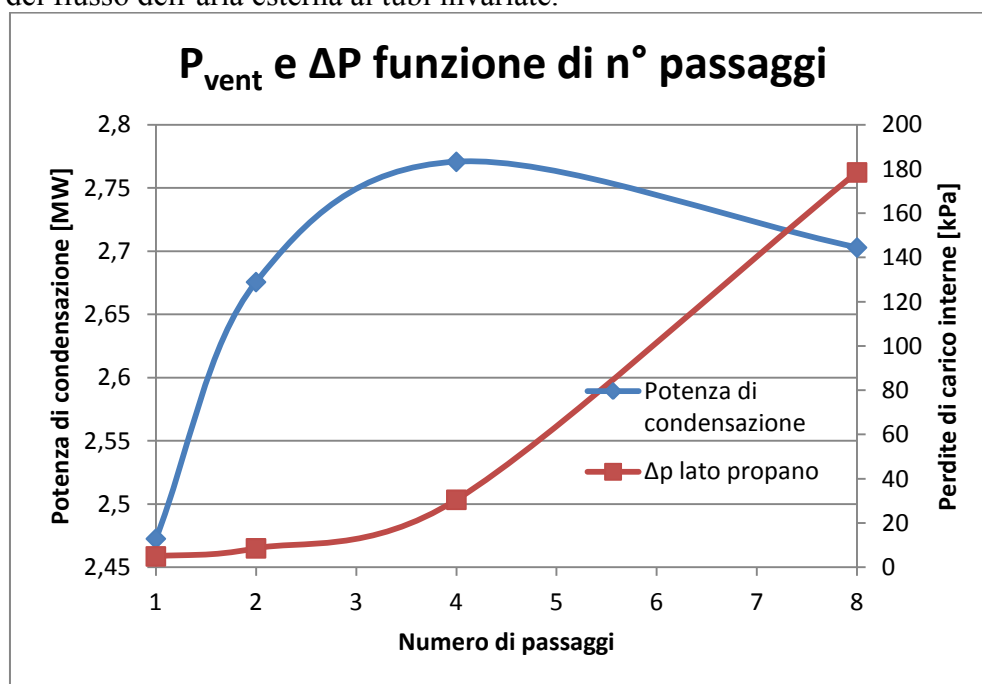


Figura 6.21: Andamento della potenza di condensazione e delle perdite di carico interne al variare del numero di passaggi.

Il programma Hudson sovrastima ancora di più il coefficiente di scambio termico globale: mentre nel caso base, con 5 ranghi, risultava essere  $376,1 \text{ W/m}^2\text{K}$  rispetto ai  $567,5 \text{ W/m}^2\text{K}$  di Hudson, in questo caso si è scesi a  $299,2 \text{ W/m}^2\text{K}$  per il caso a singolo passaggio.

Per quanto riguarda il caso a 5 ranghi e tubi da 15 metri, dal programma Hudson si sono ottenuti praticamente gli stessi risultati che per il caso a 5 ranghi, 1 passaggio e lunghezza tubi 10 metri; da questo si evince che la variazione della lunghezza dei tubi influenza il numero di tubi che il programma dispone per fila, ma nel fare ciò mantiene sempre costante l'area frontale. Infatti lo scambiatore a 5 ranghi, 1 passaggio e tubi da 10 metri risultava lungo 10 metri e largo  $36,6$ , mentre in questo caso si ha una lunghezza di 15 metri per una larghezza di  $24,4$ : il prodotto delle due dimensioni dà in entrambi i casi  $366 \text{ m}^2$ .

Il dimensionamento in Aspen conferma il sottodimensionamento utilizzando il coefficiente di scambio termico convettivo globale fisso adottato da Hudson; i risultati sono riportati in tabella 6.11:

	ACHE 2.0		
Numero di bays	1	6	
Numero di bundles/bay	1	1	
Numero di bundles	1	6	
Numero passaggi	-	1	
Numero di fans/bay	-	3	
Portata di propano	-	9,15	kg/s
Potenza di condensazione	29,25	29,0825	MW
Portata aria	1340	1340	kg/s
Tin aria	29	29	°C
Tout aria	50,8	51,54	°C
Numero ranghi	5	5	
Lunghezza tubi	15	15	m
Ntubi per rango per bay	384	64	
Numero totale di tubi	1920	1920	
Larghezza	24,4	25,2984	m
Bare Tube Area	2300	2254,8	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	78,63	77,53	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	48700	49202,1	m <sup>2</sup>
Peso	143000	111256,6	kg
Peso / Q	7760,68	3825,55	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE		18,76	
h interno ASPEN	-	1922,7	W / m <sup>2</sup> °C
h esterno ASPEN	-	517,2	W / m <sup>2</sup> °C
h OVERALL DIRTY	-	381,5	W / m <sup>2</sup> °C
h OVERALL CLEAN	567,5	399	W / m <sup>2</sup> °C
Area scambio / A necess. DIRTY	-	0,55	
Area scambio / A necess. CLEAN	-	0,58	
$\Delta p$ lato propano	-	8,968	kPa
$\Delta p$ lato aria	-	74	Pa
Vel propano in	-	3,69	m/s
Vel propano out	-	0,43	m/s
Vel aria in	-	5,89	m/s
Vel aria out	-	6,31	m/s
Diametro ventilatori	-	3,217	m
Velocità dell'aria frontale	3,21	3,21	m/s

A frontale	405	379,476	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	13,85	13,05	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	0,30	0,31	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	269	166,45	kW
Potenza ventilazione / Q	1,094	0,5723	%
Costo investimento totale	35,56	31,03	\$ / kW
Costo del lavoro	-	15,34	\$ / kW
Costo materiale x tubi	-	11,19	\$ / kW
Costo materiali x il resto	-	2,33	\$ / kW
Costo ventilatori	-	2,17	\$ / kW
Costo /superficie libera tubi	493	400,26	\$ / m <sup>2</sup>
Costo/peso	8,88	8,11	\$ / kg
Costo di esercizio ventilatori	-	4,58	\$ / kWth y
Costo investimento x CCR	-	4,65	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	-	9,23	\$ / kWth y

**Tabella 6.11: Risultati dimensionamento Hudson di scambiatore con 5 ranghi e tubi lunghi 15 metri, e relativo rating Aspen.**

## 6.7 Analisi al variare dei parametri economici assunti

È stata infine effettuata sul caso dello scambiatore dimensionato da Aspen un'analisi al variare dei parametri:

- Costo dell'energia elettrica: 0.05 – 0.10 \$/kWh;
- CCR: 0.10 – 0.15
- Numero ore di funzionamento annuo: 4000 – 6000 – 8000 h/y.

Nella tabella 6.12 sono riportati per ogni combinazione di questi tre parametri il costo di esercizio dei ventilatori, il costo di investimento attualizzato e l'indice di costo:

		meno 75% v	meno 50% v	ASPEN 3 pass	più 25% v	più 50% v
	Numero di bays	1	1	1	1	1
	Numero di bundles/bay	2	2	2	2	2
	Numero di bundles	2	2	2	2	2
	Numero passaggi	3	3	3	3	3
	Numero di fans/bay	2	2	2	2	2
	Portata di propano	8,5825	10,7	17,93102	21	23,7
	Potenza di condensazione	2,3197	2,8923	4,84665	5,6757	6,4036



	Portata aria	99	132	263,8032	330	395
	Tin aria	29	29	29	29	29
	Tout aria	52,28	50,76	47,26	46,09	45,06
	Numero ranghi	7	7	7	7	7
	Lunghezza tubi	10	10	10	10	10
	Ntubi per rango per bay	76	76	76	76	76
	Numero totale di tubi	532	532	532	532	532
	Velocità dell'aria sulla batteria	1,8	2,4	4,79	6	7,18
COSTO EE=0,10	Costo di esercizio ventilatori	2,23	3,81	13,94	21,49	30,59
CCR=0,15	Costo investimento x CCR	10,81	8,67	5,17	4,42	3,92
h=8000	INDICE DI COSTO	13,04	12,48	19,11	25,91	34,51
COSTO EE=0,10	Costo di esercizio ventilatori	1,67	2,86	10,45	16,12	22,94
CCR=0,15	Costo investimento x CCR	10,81	8,67	5,17	4,42	3,92
h=6000	INDICE DI COSTO	12,48	11,53	15,63	20,53	26,86
COSTO EE=0,10	Costo di esercizio ventilatori	1,11	1,90	6,97	10,74	15,30
CCR=0,15	Costo investimento x CCR	10,81	8,67	5,17	4,42	3,92
h=4000	INDICE DI COSTO	11,93	10,58	12,14	15,16	19,21
COSTO EE=0,05	Costo di esercizio ventilatori	1,11	1,90	6,97	10,74	15,30
CCR=0,15	Costo investimento x CCR	10,81	8,67	5,17	4,42	3,92
8000	INDICE DI COSTO	11,93	10,58	12,14	15,16	19,21
COSTO EE=0,05	Costo di esercizio ventilatori	0,84	1,43	5,23	8,06	11,47
CCR=0,15	Costo investimento x CCR	10,81	8,67	5,17	4,42	3,92
h=6000	INDICE DI COSTO	11,65	10,10	10,40	12,48	15,39
COSTO EE=0,05	Costo di esercizio ventilatori	0,56	0,95	3,48	5,37	7,65
CCR=0,15	Costo investimento x CCR	10,81	8,67	5,17	4,42	3,92
h=4000	INDICE DI COSTO	11,37	9,62	8,66	9,79	11,56
COSTO EE=0,10	Costo di esercizio ventilatori	2,23	3,81	13,94	21,49	30,59
CCR=0,10	Costo investimento x CCR	7,21	5,78	3,45	2,95	2,61
h=8000	INDICE DI COSTO	9,44	9,59	17,39	24,43	33,20
COSTO EE=0,10	Costo di esercizio ventilatori	1,67	2,86	10,45	16,12	22,94
CCR=0,10	Costo investimento x CCR	7,21	5,78	3,45	2,95	2,61
h=6000	INDICE DI COSTO	8,88	8,64	13,90	19,06	25,55
COSTO	Costo di esercizio ventilatori	1,11	1,90	6,97	10,74	15,30

EE=0,10						
CCR=0,10	Costo investimento x CCR	7,21	5,78	3,45	2,95	2,61
h=4000	INDICE DI COSTO	8,32	7,68	10,42	13,69	17,91
COSTO						
EE=0,05	Costo di esercizio ventilatori	1,11	1,90	6,97	10,74	15,30
CCR=0,10	Costo investimento x CCR	7,21	5,78	3,45	2,95	2,61
h=8000	INDICE DI COSTO	8,32	7,68	10,42	13,69	17,91
COSTO						
EE=0,05	Costo di esercizio ventilatori	0,84	1,43	5,23	8,06	11,47
CCR=0,10	Costo investimento x CCR	7,21	5,78	3,45	2,95	2,61
h=6000	INDICE DI COSTO	8,04	7,21	8,68	11,00	14,08
COSTO						
EE=0,05	Costo di esercizio ventilatori	0,56	0,95	3,48	5,37	7,65
CCR=0,10	Costo investimento x CCR	7,21	5,78	3,45	2,95	2,61
h=4000	INDICE DI COSTO	7,77	6,73	6,93	8,32	10,26

**Tabella 6.12: Analisi al variare dei parametri economici effettuata sul caso base.**

Si può notare che raddoppiando il costo dell'energia elettrica si ha un'influenza maggiore sull'indice di costo aumentando il numero di ore di esercizio; aumentando il CCR si ha una maggiore influenza dei costi d'investimento attualizzati annui, e in alcuni casi questo può eguagliare o superare il costo per la ventilazione; ciò accade per basso numero di ore di funzionamento e costo dell'energia elettrica minore. Nel caso di costo dell'energia elettrica di 0,10 \$/kWh il costo della ventilazione è sempre maggiore dei costi d'investimento attualizzati per CCR pari a 0,15. Si può notare come l'indice di costo presenti un minimo per velocità dell'aria comprese tra 1,5 e 5 m/s; diminuendo il costo dell'energia elettrica e le ore annue di funzionamento la regione di minimo si amplia verso velocità dell'aria maggiori, come si può notare dagli andamenti dell'indice di costo riportati in Figura 6.22 e Figura 6.23. Per una corretta analisi economica è indispensabile considerare anche i costi legati al compressore del propano; infatti al variare delle perdite di carico interne il compressore del ciclo frigorifero cambierà il proprio punto di funzionamento, con conseguente variazione del rendimento e dei consumi elettrici. Questi ultimi sono tutt'altro che trascurabili nel computo dell'indice di costo globale, ma mancando la conoscenza dell'intero ciclo frigorifero sono stati omissi.

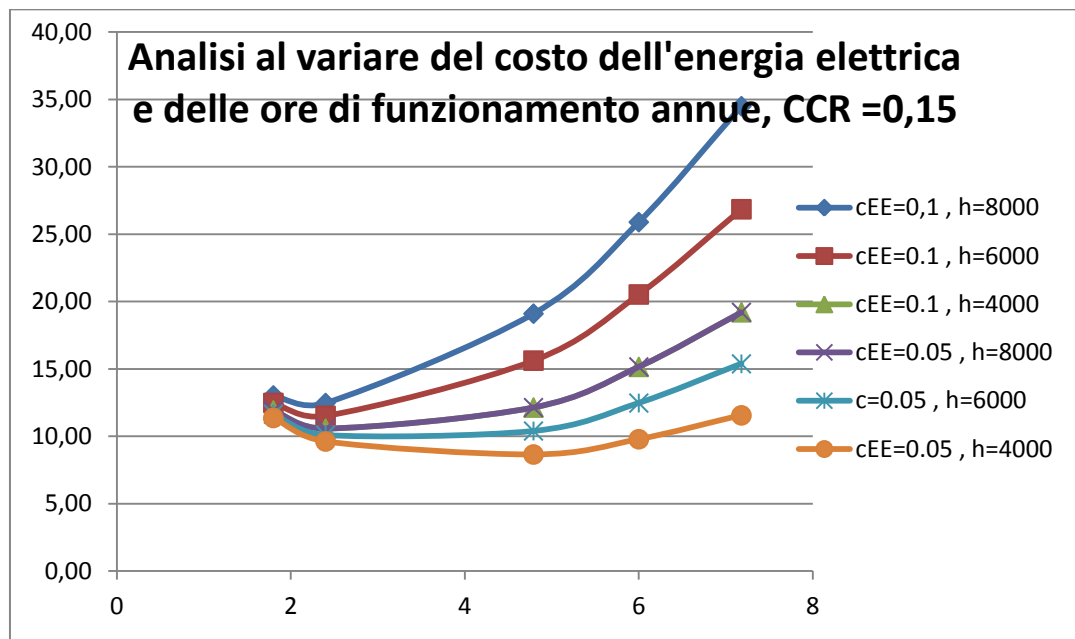


Figura 6.22: Andamento dell'indice di costo al variare del costo dell'energia elettrica e delle ore di funzionamento annuo per CCR pari a 0,15.

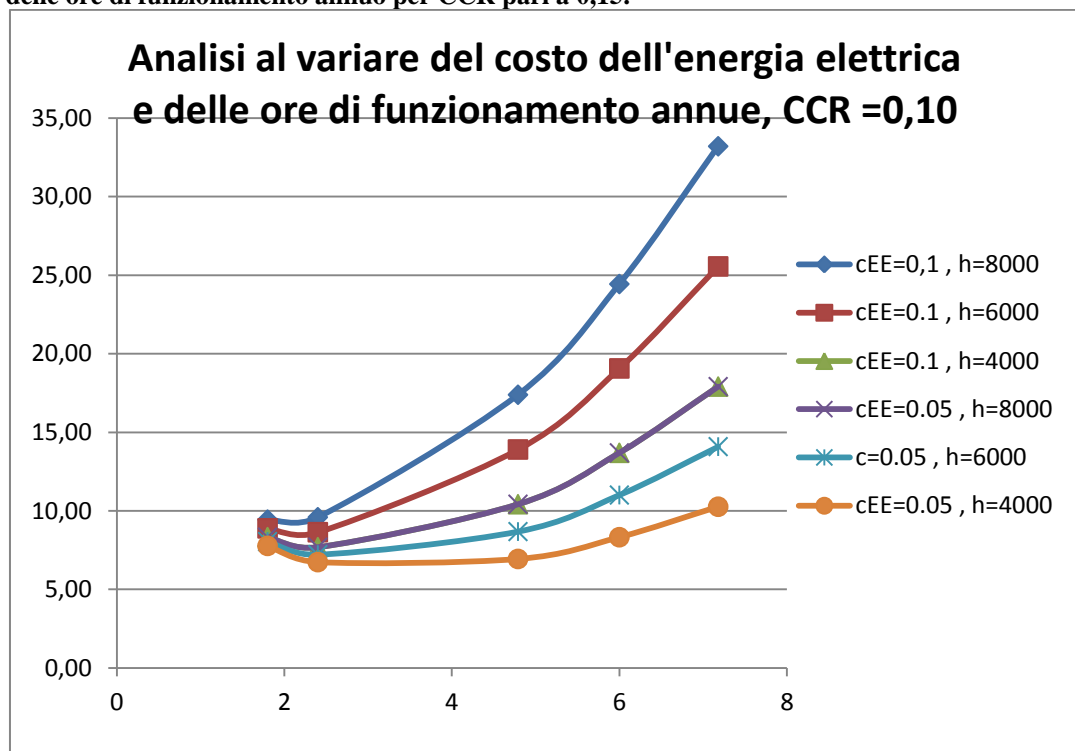


Figura 6.23: Andamento dell'indice di costo al variare del costo dell'energia elettrica e delle ore di funzionamento annuo per CCR pari a 0,10.

## Capitolo 7

### Analisi parametrica su geometrie LUVE

Tramite un programma per il dimensionamento degli scambiatori ad aria contenente due geometrie della casa costruttrice LUVE è stata effettuata un'analisi parametrica al variare della portata volumetrica di aria aspirata, in modo da raccogliere una base di dati per valutare le prestazioni di questa differente soluzione tecnica ed effettuare confronti con l'analogo Hudson alimentato a propano puro.

#### 7.1 Raccolta dati dal programma LUVE, per scambiatore alimentato a propano puro

Sono stati raccolti i dati forniti dal programma della casa costruttrice LUVE, per due loro geometrie denominate HPN20 e HPX21, al variare della portata volumetrica di aria aspirata. Gli scambiatori LUVE prevedono tubi in rame e alette in alluminio, a differenza dei casi Hudson analizzati che prevedono tubi in acciaio.

La geometria di scambio HPN20 prevede le seguenti caratteristiche:

- Diametro interno dei tubi: 9,42 mm;
- Spessore tubi 0,35 mm;
- Lunghezza effettiva di scambio dei tubi: 12,798 m;
- Passo trasversale: 25 mm;
- Passo longitudinale 21,65 mm;
- Numero tubi per rango: 106;
- Alette continue ondulate con frequenza 500 alette/m e spessore 0,12 mm.

La geometria di scambio HPX21 si differenzia essenzialmente per:

- Alette continue intagliate con frequenza 477 alette/m e spessore 0,1 mm.

La configurazione Aspen più vicina a questa è quella con alette "Tube-in-plate", come illustrato in Figura 7.1:

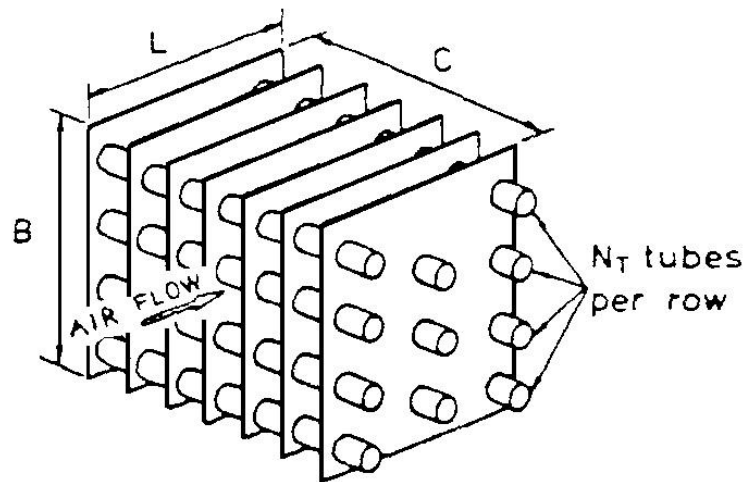


Figura 7.1: alette continue denominate “Tube-in-plate” in Aspen.

Per quanto riguarda il costo d’investimento è stato assunto un valore fisso di 120 €/m<sup>2</sup> riferito alla bare tube area; per effettuare agevolmente un confronto con i dati Aspen, forniti in dollari, questo valore è stato convertito utilizzando un cambio di 1,2 \$/€. Nelle analisi con Aspen il costo totale veniva fornito, quindi il costo specifico alla bare tube area risulta variabile per i calcoli con esso effettuati.

In Tabella 7.1 sono riportati i risultati delle analisi effettuate tramite il programma LUVÉ per la geometria HPN20 con numero di ranghi pari a 5:

Portata volumetrica di aria	100000	125000	150000	175000	200000	m <sup>3</sup> /h
Portata di propano	4,2171	5,1778	6,1007	6,9883	7,8412	kg/s
Potenza di condensazione	1,1156	1,3698	1,6139	1,8487	2,0744	MW
Portata aria	34,028	42,535	51,042	59,549	68,056	kg/s
Tin aria	29	29	29	29	29	°C
Tout aria	61,609	61,031	60,451	59,88	59,318	°C
Numero ranghi	5	5	5	5	5	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	530	530	530	530	530	
Larghezza	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	m
Bare Tube Area	215,6	215,6	215,6	215,6	215,6	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area / Q	193,3	157,4	133,6	116,6	104,0	m <sup>2</sup> /MW

Superficie esterna totale	3307	3165,5	2645,6	2532,4	1984,2	m <sup>2</sup>
Peso	1259,1	1259,1	1259,1	1259,1	1259,1	kg
Peso / Q	1128,6	919,2	780,2	681,1	607,0	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	9,3812	10,326	11,147	11,867	12,512	
h ESTERNO	696,6	771,2	838	898,9	955,1	W/m <sup>2</sup> K
h liquido	1194,9	1423,6	1635,8	1834,4	2020,9	W/m <sup>2</sup> K
h bifase	6205,9	6600	6932,9	7221,3	7475,1	W/m <sup>2</sup> K
h vapore	1364,7	1698,9	2050,3	2421,4	2816,2	W/m <sup>2</sup> K
h INTERNO	4114,1	4822	5426,6	5947,9	6403,4	W/m <sup>2</sup> K
h globale	595,7	664,9	725,9	780,9	831,1	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato propano	8578,9	12462	16798	21513	26538	Pa
$\Delta p$ lato aria	15,053	21,507	28,781	36,816	45,563	Pa
Velocità dell'aria frontale	0,9357	1,1685	1,401	1,633	1,8646	m/s
A frontale	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	m <sup>2</sup>
Afrontale/ Q	42,42	34,55	29,32	25,60	22,81	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	456,3	371,6	315,4	275,3	245,4	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	0,734	1,310	2,104	3,140	4,441	kW
Potenza ventilazione / Q	0,066	0,096	0,130	0,170	0,214	%
GMS	921,232	1151,540	1381,848	1612,155	1842,463	kg/m <sup>2</sup> s
Costo di esercizio ventilatori	0,526	0,765	1,043	1,359	1,713	\$/ kWth y
Costo di investimento x CCR	4,175	3,401	2,886	2,520	2,245	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	4,701	4,166	3,929	3,878	3,958	\$/ kWth y

Portata volumetrica di aria	250000	300000	350000	400000	440000	m <sup>3</sup> /h
Portata di propano	9,4544	10,952	12,35	13,658	14,646	kg/s
Potenza di condensazione	2,5011	2,8972	3,2673	3,6132	3,8746	MW
Portata aria	85,069	102,08	119,1	136,11	149,72	kg/s
Tin aria	29	29	29	29	29	°C
Tout aria	58,245	57,231	56,29	55,407	54,743	°C
Numero ranghi	5	5	5	5	5	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	530	530	530	530	530	
Larghezza	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	m
Bare Tube Area	215,6	215,6	215,6	215,6	215,6	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area / Q	86,2	74,4	66,0	59,7	55,7	m <sup>2</sup> /MW

Superficie esterna totale	1984,2	1984,2	1984,2	1984,2	1984,2	m <sup>2</sup>
Peso	1259,1	1259,1	1259,1	1259,1	1259,1	kg
Peso / Q	503,4	434,6	385,4	348,5	325,0	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	13,609	14,523	15,285	15,938	16,392	
h ESTERNO	1056,8	1147,8	1230,7	1307,3	1364,8	W/m <sup>2</sup> K
h liquido	2364,4	2674,2	2957,1	3216,7	3410,2	W/m <sup>2</sup> K
h bifase	7906,7	8263,2	8566,6	8829,2	9016,1	W/m <sup>2</sup> K
h vapore	3685,9	4691,9	5863,5	7258,5	8579,2	W/m <sup>2</sup> K
h INTERNO	7160,6	7768,7	8268,9	8690,6	8983,8	W/m <sup>2</sup> K
h globale	920,9	1000,0	1071,3	1136,4	1184,8	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato propano	37327	48813	60794	73064	83013	Pa
$\Delta p$ lato aria	65,046	86,987	111,2	137,55	160,9	Pa
Velocità dell'aria frontale	2,3269	2,7878	3,2475	3,7063	4,0726	m/s
A frontale	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	m <sup>2</sup>
Afrontale/ Q	18,92	16,33	14,48	13,10	12,21	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	203,5	175,7	155,8	140,9	131,4	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	7,925	12,717	18,967	26,813	34,501	kW
Potenza ventilazione / Q	0,317	0,439	0,581	0,742	0,890	%
GMS	2303,052	2763,587	3224,365	3684,873	4053,333	kg/m <sup>2</sup> s
Costo di esercizio ventilatori	2,535	3,512	4,644	5,937	7,124	\$/ kWth y
Costo di investimento x CCR	1,862	1,608	1,426	1,289	1,202	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	4,397	5,119	6,070	7,226	8,326	\$/ kWth y

**Tabella 7.1: Risultati analisi tramite programma LUVE di geometria HPN20 a 5 ranghi.**

In Tabella 7.2 sono riportati i risultati dell'analisi per la batteria di scambio HPN20 a 4 ranghi:

Portata volumetrica di aria	100000	125000	150000	175000	200000	m <sup>3</sup> /h
Portata di propano	4,08	4,968	5,8084	6,6062	7,3642	kg/s
Potenza di condensazione	1,0793	1,3143	1,5366	1,7477	1,9482	MW
Portata aria	34,028	42,535	51,042	59,549	68,056	kg/s
Tin aria	29	29	29	29	29	°C
Tout aria	60,55	59,734	58,945	58,193	57,475	°C
Numero ranghi	4	4	4	4	4	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	424	424	424	424	424	

Larghezza	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	m
	159,8	131,3	112,3	98,7	88,6	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area	172,5	172,5	172,5	172,5	172,5	m <sup>2</sup>
Superficie esterna totale	2645,6	2645,6	2645,6	2645,6	2645,6	m <sup>2</sup>
Peso	1014,1	1014,1	1014,1	1014,1	1014,1	kg
Peso / Q	939,6	771,6	660,0	580,2	520,5	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	11,087	12,14	13,041	13,818	14,503	
h ESTERNO	695,9	770,3	836,8	897,4	953,4	W/m <sup>2</sup> K
h liquido	1405,4	1660,5	1894,3	2110,7	2312,1	W/m <sup>2</sup> K
h bifase	6570,1	6970	7304,6	7592,1	7843,6	W/m <sup>2</sup> K
h vapore	1727,5	2183,6	2675,7	3208,4	3790	W/m <sup>2</sup> K
h INTERNO	4934,6	5654,5	6251,4	6754,6	7186,5	W/m <sup>2</sup> K
h globale	609,9	677,9	738,0	792,2	841,7	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato propano	11300	16130	21398	27007	32872	Pa
$\Delta p$ lato aria	12,022	17,17	22,97	29,374	36,344	Pa
Velocità dell'aria frontale	0,9341	1,1662	1,3977	1,6287	1,8592	m/s
A frontale	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	m <sup>2</sup>
Afrontale/ Q	43,85	36,01	30,80	27,08	24,29	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	471,6	387,3	331,3	291,3	261,3	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	0,586	1,046	1,679	2,505	3,542	kW
Potenza ventilazione / Q	0,054	0,080	0,109	0,143	0,182	%
GMS	1151,540	1439,425	1727,309	2015,194	2303,079	kg/m <sup>2</sup> s
Costo di esercizio ventilatori	0,434	0,637	0,874	1,147	1,455	\$/ kWth y
Costo di investimento x CCR	3,453	2,835	2,425	2,132	1,913	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	3,887	3,472	3,299	3,279	3,367	\$/ kWth y

Portata volumetrica di aria	250000	300000	350000	400000	440000	m <sup>3</sup> /h
Portata di propano	8,7789	10,075	11,269	12,376	13,205	kg/s
Potenza di condensazione	2,3224	2,6653	2,9812	3,274	3,4934	MW
Portata aria	85,069	102,08	119,1	136,11	149,72	kg/s
Tin aria	29	29	29	29	29	°C
Tout aria	56,157	54,973	53,901	52,929	52,212	°C
Numero ranghi	4	4	4	4	4	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	424	424	424	424	424	



Larghezza	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	m
	74,3	64,7	57,9	52,7	49,4	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area	172,5	172,5	172,5	172,5	172,5	m <sup>2</sup>
Superficie esterna totale	2645,6	2645,6	2645,6	2645,6	2645,6	m <sup>2</sup>
Peso	1014,1	1014,1	1014,1	1014,1	1014,1	kg
Peso / Q	436,7	380,5	340,2	309,7	290,3	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	15,641	16,556	17,31	17,938	18,372	
h ESTERNO	1054,7	1145,3	1227,9	1304,2	1361,5	W/m <sup>2</sup> K
h liquido	2678,7	3005,8	3300,8	3569,9	3768,8	W/m <sup>2</sup> K
h bifase	8268,2	8616,9	8911,3	9165,4	9345,4	W/m <sup>2</sup> K
h vapore	5121,5	6744,3	8775,7	11389	13644	W/m <sup>2</sup> K
h INTERNO	7891,2	8447,5	8901,9	9282,6	9533,2	W/m <sup>2</sup> K
h globale	930,4	1008,6	1079,1	1143,5	1191,4	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato propano	45184	57984	71028	84178	94681	Pa
$\Delta p$ lato aria	51,865	69,341	88,627	109,61	127,56	Pa
Velocità dell'aria frontale	2,3192	2,7778	3,2353	3,6917	4,0563	m/s
A frontale	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	m <sup>2</sup>
Afrontale/ Q	20,38	17,76	15,87	14,45	13,55	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	219,2	191,0	170,7	155,5	145,7	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	6,319	10,138	15,117	21,366	27,352	kW
Potenza ventilazione / Q	0,272	0,380	0,507	0,653	0,783	%
GMS	2878,815	3454,483	4030,456	4606,091	5066,666	kg/m <sup>2</sup> s
Costo di esercizio ventilatori	2,177	3,043	4,057	5,221	6,264	\$/ kWth y
Costo di investimento x CCR	1,605	1,398	1,250	1,138	1,067	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	3,781	4,441	5,307	6,359	7,330	\$/ kWth y

**Tabella 7.2: Risultati analisi tramite programma LUVE di geometria HPN20 a 4 ranghi.**

In Tabella 7.3 sono riportati i risultati dell'analisi per la batteria di scambio HPN20 a 3 ranghi:

Portata volumetrica di aria	100000	125000	150000	175000	200000	m <sup>3</sup> /h
Portata di propano	3,8115	4,5767	5,2878	5,9515	6,5745	kg/s
Potenza di condensazione	1,0083	1,2108	1,3989	1,5745	1,7393	MW
Portata aria	34,028	42,535	51,042	59,549	68,056	kg/s
Tin aria	29	29	29	29	29	°C
Tout aria	58,475	57,315	56,263	55,301	54,423	°C
Numero ranghi	3	3	3	3	3	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	12,798	m

Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	318	318	318	318	318	
Larghezza	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	m
Bare Tube Area	129,4	129,4	129,4	129,4	129,4	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	128,3	106,9	92,5	82,2	74,4	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	1984,2	1984,2	1984,2	1984,2	1984,2	m <sup>2</sup>
Peso	769,14	769,14	769,14	769,14	769,14	kg
Peso / Q	762,8	635,2	549,8	488,5	442,2	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	13,634	14,787	15,733	16,53	17,211	
h ESTERNO	694,5	768,5	834,6	894,9	950,6	W/m <sup>2</sup> K
h liquido	1692,6	1974,6	2229,2	2461,4	2675,4	W/m <sup>2</sup> K
h bifase	7017,6	7413,5	7741,8	8021,3	8264,5	W/m <sup>2</sup> K
h vapore	2427,9	3157,5	3979	4914	5986,5	W/m <sup>2</sup> K
h INTERNO	5965,6	6653,6	7205,7	7662,4	8048,6	W/m <sup>2</sup> K
h globale	622,1	688,9	748,0	801,3	850,2	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato propano	15946	22156	28727	35535	42505	Pa
$\Delta p$ lato aria	8,9874	12,829	17,155	21,93	27,127	Pa
Velocità dell'aria frontale	0,9311	1,1617	1,3917	1,6212	1,8503	m/s
A frontale	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	m <sup>2</sup>
Afrontale/ Q	46,93	39,08	33,83	30,06	27,21	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	504,8	420,4	363,9	323,3	292,7	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	0,438	0,781	1,254	1,870	2,644	kW
Potenza ventilazione / Q	0,043	0,065	0,090	0,119	0,152	%
GMS	1535,386	1919,233	2303,079	2686,926	3070,772	kg/m <sup>2</sup> s
Costo di esercizio ventilatori	0,348	0,516	0,717	0,950	1,216	\$/ kWth y
Costo di investimento x CCR	2,772	2,308	1,998	1,775	1,607	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	3,119	2,825	2,715	2,725	2,823	\$/ kWth y

Portata volumetrica di aria	250000	300000	350000	400000	440000	m <sup>3</sup> /h
Portata di propano	7,7171	8,7455	9,677	10,532	11,168	kg/s
Potenza di condensazione	2,0415	2,3136	2,56	2,7862	2,9544	MW
Portata aria	85,069	102,08	119,1	136,11	149,72	kg/s
Tin aria	29	29	29	29	29	°C
Tout aria	52,874	51,547	50,385	49,365	48,632	°C
Numero ranghi	3	3	3	3	3	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	12,798	m

Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	318	318	318	318	318	
Larghezza	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	m
Bare Tube Area	129,4	129,4	129,4	129,4	129,4	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	63,4	55,9	50,5	46,4	43,8	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	1984,2	1984,2	1984,2	1984,2	1984,2	m <sup>2</sup>
Peso	769,14	769,14	769,14	769,14	769,14	kg
Peso / Q	376,8	332,4	300,4	276,1	260,3	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	18,317	19,176	19,868	20,43	20,808	
h ESTERNO	1051,4	1141,5	1224,3	1301,3	1359,2	W/m <sup>2</sup> K
h liquido	3059,2	3396,5	3696,5	3967,6	4167,1	W/m <sup>2</sup> K
h bifase	8671,5	9003,1	9280,7	9519,4	9688,3	W/m <sup>2</sup> K
h vapore	8687,9	12522	13550	13898	14145	W/m <sup>2</sup> K
h INTERNO	8672,6	9161,1	9454,9	9690,8	9858	W/m <sup>2</sup> K
h globale	937,7	1015,0	1083,9	1147,2	1194,5	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato propano	56713	71038	85242	99280	110340	Pa
$\Delta p$ lato aria	38,697	51,723	66,099	81,742	95,124	Pa
Velocità dell'aria frontale	2,3071	2,7627	3,2172	3,6708	4,0331	m/s
A frontale	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	m <sup>2</sup>
Afrontale/ Q	23,18	20,45	18,49	16,98	16,02	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	249,3	220,0	198,8	182,7	172,3	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	4,715	7,562	11,274	15,934	20,397	kW
Potenza ventilazione / Q	0,231	0,327	0,440	0,572	0,690	%
GMS	3838,420	4605,978	5373,942	6141,454	6755,555	kg/m <sup>2</sup> s
Costo di esercizio ventilatori	1,847	2,615	3,523	4,575	5,523	\$/ kWth y
Costo di investimento x CCR	1,369	1,208	1,092	1,003	0,946	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	3,216	3,823	4,615	5,578	6,469	\$/ kWth y

**Tabella 7.3: Risultati analisi tramite programma LUVI di geometria HPN20 a 3 ranghi.**

Dai dati raccolti sono stati ricavati gli andamenti illustrati in Figura 7.2. Si può notare come la riduzione del numero di ranghi consenta di ottenere un coefficiente di scambio interno più elevato, a fronte di un coefficiente di scambio esterno pressoché costante. D'altronde aumentano le perdite di carico lato interno a causa della maggiore velocità di alimentazione del propano con una portata massica diminuita passando da 5 a 3 ranghi. Globalmente i valori di scambio termico sono molto più elevati del caso a geometria Hudson, permettendo di concepire condensatori ad aria con maggior potenza scambiata

per bay, quindi a parità di portata da condensare di dover disporre un numero minore di bays riducendo costi, pesi ed ingombri.

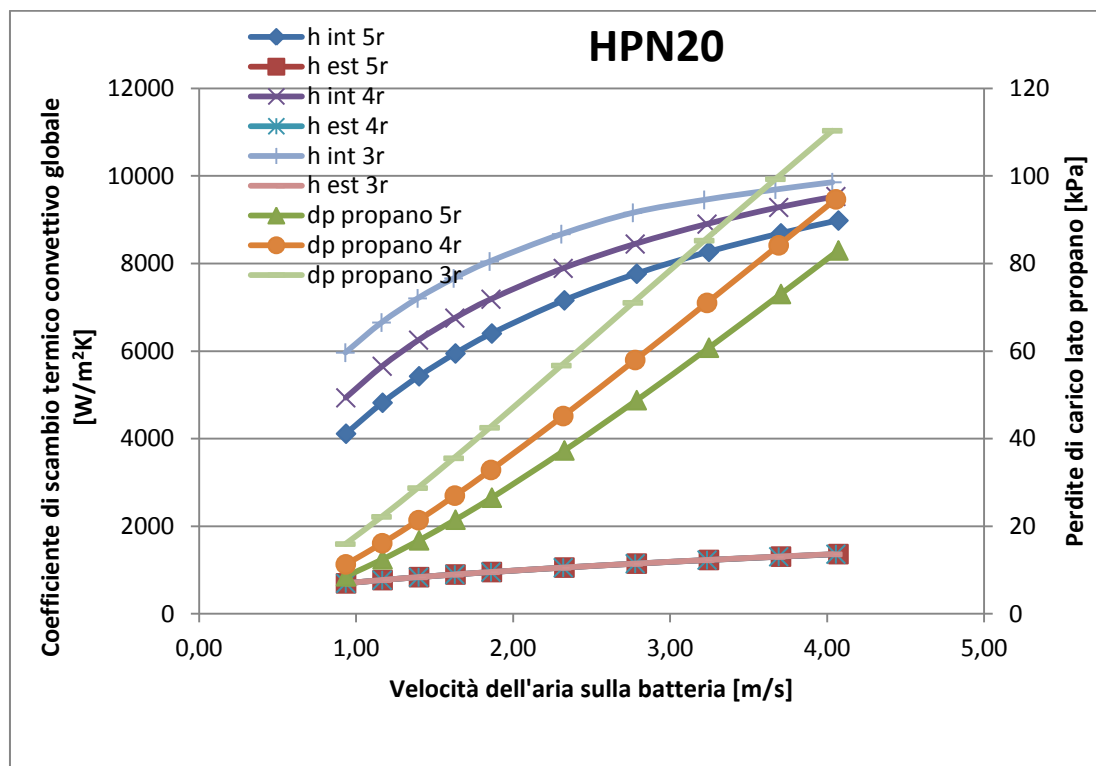


Figura 7.2: andamento dei coefficienti di scambio interno ed esterno e delle perdite di carico interne per la batteria HPN20.

È stata effettuata poi la medesima operazione, raccogliendo i dati variando la portata di aria aspirata anche per la geometria HPX21. I risultati sono riportati in Tabella 7.4 per il caso a 5 ranghi:

Portata volumetrica di aria	100000	125000	150000	175000	200000	m <sup>3</sup> /h
Portata di propano	4,3629	5,4051	6,4165	7,3952	8,3376	kg/s
Potenza di condensazione	1,1542	1,4299	1,6975	1,9564	2,2057	MW
Portata aria	34,028	42,535	51,042	59,549	68,056	kg/s
Tin aria	29	29	29	29	29	°C
Tout aria	61,609	62,436	62,078	61,677	61,236	°C
Numero ranghi	5	5	5	5	5	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	530	530	530	530	530	

Larghezza	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	m
Bare Tube Area	215,6	215,6	215,6	215,6	215,6	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area / Q	186,8	150,8	127,0	110,2	97,8	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	3165,5	3165,5	3165,5	3165,5	3165,5	m <sup>2</sup>
Peso	1136,3	1136,3	1136,3	1136,3	1136,3	kg
Peso / Q	984,5	794,7	669,4	580,8	515,2	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	6,6076	7,4764	8,2962	9,0576	9,7787	
h ESTERNO	1176,1	1241,6	1297,7	1347	1391	W/m <sup>2</sup> K
h liquido	1230,2	1476,5	1707	1923,8	2127,8	W/m <sup>2</sup> K
h bifase	6269,6	6685,7	7038,7	7344,9	7614,1	W/m <sup>2</sup> K
h vapore	1296	1591,7	1901,4	2227,7	2575,9	W/m <sup>2</sup> K
h INTERNO	3426,6	4198,6	4888,8	5499,9	6044	W/m <sup>2</sup> K
h globale	875,6	958,2	1025,5	1082,0	1130,8	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato propano	9126,1	13475	18415	23850	29680	Pa
$\Delta p$ lato aria	26,2	36,713	48,357	61,03	74,652	Pa
Velocità dell'aria frontale	0,9373	1,1711	1,4046	1,6376	1,8703	m/s
A frontale	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	m <sup>2</sup>
Afrontale/ Q	41,00	33,10	27,88	24,19	21,46	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	441,0	356,0	299,9	260,2	230,8	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	1,277	2,236	3,535	5,205	7,276	kW
Potenza ventilazione / Q	0,111	0,156	0,208	0,266	0,330	%
GMS	921,232	1151,540	1381,848	1612,155	1842,463	kg/m <sup>2</sup> s
Costo di esercizio ventilatori	0,885	1,251	1,666	2,128	2,639	\$/ kWth y
Costo di investimento x CCR	4,036	3,258	2,744	2,381	2,112	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	4,921	4,509	4,410	4,509	4,751	\$/ kWth y

Portata volumetrica di aria	250000	300000	350000	400000	440000	m <sup>3</sup> /h
Portata di propano	10,117	11,756	13,26	14,64	15,665	kg/s
Potenza di condensazione	2,6764	3,1099	3,5079	3,8731	4,1442	MW
Portata aria	85,069	102,08	119,1	136,11	149,72	kg/s
Tin aria	29	29	29	29	29	°C
Tout aria	60,293	2,7969	58,298	57,305	56,533	°C
Numero ranghi	5	5	5	5	5	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	530	530	530	530	530	
Larghezza	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	m

Bare Tube Area	215,6	215,6	215,6	215,6	215,6	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	80,6	69,3	61,5	55,7	52,0	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	3165,5	3165,5	3165,5	3165,5	3165,5	m <sup>2</sup>
Peso	1136,3	1136,3	1136,3	1136,3	1136,3	kg
Peso / Q	424,6	365,4	323,9	293,4	274,2	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	11,07	12,197	13,187	14,058	14,676	
h ESTERNO	1467,4	1532,6	1589,6	1640,4	1677,6	W/m <sup>2</sup> K
h liquido	2502,4	2837,5	3138,2	3409,1	3607,5	W/m <sup>2</sup> K
h bifase	8069	8440,7	8751,2	9015,1	9199,9	W/m <sup>2</sup> K
h vapore	3344,1	4232,7	5276,8	6523,3	7703,9	W/m <sup>2</sup> K
h INTERNO	6952,5	7674,9	8258,4	8737,4	9061,8	W/m <sup>2</sup> K
h globale	1211,7	1277,5	1333,0	1381,1	1415,5	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato propano	42237	55554	69222	82954	93874	Pa
$\Delta p$ lato aria	104,5	137,51	173,38	211,89	244,48	Pa
Velocità dell'aria frontale	2,3344	2,7969	3,2579	3,7174	4,0842	m/s
A frontale	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	m <sup>2</sup>
Afrontale/ Q	17,68	15,22	13,49	12,22	11,42	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	190,2	163,7	145,1	131,4	122,8	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	12,731	20,104	29,573	41,304	52,423	kW
Potenza ventilazione / Q	0,476	0,646	0,843	1,066	1,265	%
GMS	2303,052	2763,587	3224,365	3684,873	4053,333	kg/m <sup>2</sup> s
Costo di esercizio ventilatori	3,806	5,172	6,744	8,531	10,120	\$ / kWth y
Costo di investimento x CCR	1,740	1,498	1,328	1,203	1,124	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	5,546	6,669	8,072	9,734	11,244	\$ / kWth y

**Tabella 7.4: Risultati analisi tramite programma LUVE di geometria HPX21 a 5 ranghi.**

In Tabella 7.5 sono riportati i risultati dell'analisi per la batteria HPX21 a 4 ranghi:

Portata volumetrica di aria	100000	125000	150000	175000	200000	m <sup>3</sup> /h
Portata di propano	4,3629	5,3115	6,2652	7,1738	8,0343	kg/s
Potenza di condensazione	1,1542	1,4051	1,6574	1,8978	2,1254	MW
Portata aria	34,028	42,535	51,042	59,549	68,056	kg/s
Tin aria	29	29	29	29	29	°C
Tout aria	62,736	61,857	61,298	60,699	60,064	°C

Numero ranghi	4	4	4	4	4	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	424	424	424	424	424	
Larghezza	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	m
Bare Tube Area	172,5	172,5	172,5	172,5	172,5	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	149,5	122,8	104,1	90,9	81,2	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	2532,4	2532,4	2532,4	2532,4	2532,4	m <sup>2</sup>
Peso	915,93	915,93	915,93	915,93	915,93	kg
Peso / Q	793,6	651,9	552,6	482,6	430,9	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	6,6076	8,8204	9,7921	10,675	11,497	
h ESTERNO	1176,1	1240,8	1296,5	1345,4	1389	W/m <sup>2</sup> K
h liquido	1473,3	1756,9	2018,8	2261,8	2487,1	W/m <sup>2</sup> K
h bifase	6680,7	7111,2	7472,4	7782,2	8051,2	W/m <sup>2</sup> K
h vapore	1597,5	1991,8	2414,7	2870,9	3370,7	W/m <sup>2</sup> K
h INTERNO	4265,8	5112,2	5835,1	6452,2	6984,9	W/m <sup>2</sup> K
h globale	921,9	998,5	1060,8	1113,3	1158,6	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato propano	12495	18202	24538	31350	38485	Pa
$\Delta p$ lato aria	20,947	29,344	38,638	48,479	59,611	Pa
Velocità dell'aria frontale	0,9373	1,1701	1,4028	1,6351	1,8668	m/s
A frontale	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	m <sup>2</sup>
Afrontale/ Q	41,00	33,68	28,55	24,94	22,27	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	441,0	362,3	307,1	268,2	239,5	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	1,021	1,788	2,824	4,134	5,810	kW
Potenza ventilazione / Q	0,088	0,127	0,170	0,218	0,273	%
GMS	1151,540	1439,425	1727,309	2015,194	2303,079	kg/m <sup>2</sup> s
Costo di esercizio ventilatori	0,708	1,018	1,363	1,743	2,187	\$/ kWth y
Costo di investimento x CCR	3,229	2,652	2,248	1,964	1,753	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	3,936	3,670	3,612	3,706	3,940	\$/ kWth y

Portata volumetrica di aria	250000	300000	350000	400000	440000	m <sup>3</sup> /h
Portata di propano	9,6246	11,052	12,336	13,495	14,341	kg/s
Potenza di condensazione	2,5462	2,9239	3,2635	3,5701	3,794	MW
Portata aria	85,069	102,08	119,1	136,11	149,72	kg/s
Tin aria	29	29	29	29	29	°C
Tout aria	58,771	57,491	56,258	55,092	54,208	°C

Numero ranghi	4	4	4	4	4	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	424	424	424	424	424	
Larghezza	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	m
Bare Tube Area	172,5	172,5	172,5	172,5	172,5	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	67,8	59,0	52,9	48,3	45,5	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	2532,4	2532,4	2532,4	2532,4	2532,4	m <sup>2</sup>
Peso	915,93	915,93	915,93	915,93	915,93	kg
Peso / Q	359,7	313,3	280,7	256,6	241,4	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	12,93	14,137	15,163	16,04	16,655	
h ESTERNO	1464,7	1529,2	1585,7	1636,1	1672,9	W/m <sup>2</sup> K
h liquido	2892,9	3247,7	3560,3	3837,9	4038,1	W/m <sup>2</sup> K
h bifase	8499,5	8859,6	9156,6	9406,6	9579,7	W/m <sup>2</sup> K
h vapore	4513,9	5905,4	7635,3	9840,9	12109	W/m <sup>2</sup> K
h INTERNO	7842,6	8499,9	9017,9	9436,4	9717,8	W/m <sup>2</sup> K
h globale	1234,2	1296,0	1348,6	1394,3	1427,2	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato propano	53373	68574	83689	98485	109970	Pa
$\Delta p$ lato aria	83,4	109,69	138,25	168,92	194,87	Pa
Velocità dell'aria frontale	2,3288	2,7889	3,2474	3,7044	4,0692	m/s
A frontale	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	m <sup>2</sup>
Afrontale/ Q	18,59	16,19	14,50	13,26	12,47	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	199,9	174,1	156,0	142,6	134,2	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	10,161	16,037	23,581	32,928	41,785	kW
Potenza ventilazione / Q	0,399	0,548	0,723	0,922	1,101	%
GMS	2878,815	3454,483	4030,456	4606,091	5066,666	kg/m <sup>2</sup> s
Costo di esercizio ventilatori	3,192	4,388	5,780	7,379	8,811	\$/ kWth y
Costo di investimento x CCR	1,464	1,274	1,142	1,044	0,982	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	4,656	5,662	6,922	8,422	9,793	\$/ kWth y

**Tabella 7.5: Risultati analisi tramite programma LUVI di geometria HPX21 a 4 ranghi.**

Infine sono riportati i risultati dell'analisi per la batteria HPX21 a 3 ranghi, tabella 7.6:

Portata volumetrica di aria	100000	125000	150000	175000	200000	m <sup>3</sup> /h
Portata di propano	4,1937	5,1022	5,9457	6,7273	7,4513	kg/s
Potenza di condensazione	1,1094	1,3498	1,5729	1,7797	1,9712	MW
Portata aria	34,028	42,535	51,042	59,549	68,056	kg/s



Tin aria	29	29	29	29	29	°C
Tout aria	61,428	60,564	59,652	58,727	57,812	°C
Numero ranghi	3	3	3	3	3	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	318	318	318	318	318	
Larghezza	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	m
Bare Tube Area	129,4	129,4	129,4	129,4	129,4	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	116,6	95,9	82,3	72,7	65,6	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	1899,3	1899,3	1899,3	1899,3	1899,3	m <sup>2</sup>
Peso	695,5	695,5	695,5	695,5	695,5	kg
Peso / Q	626,9	515,3	442,2	390,8	352,8	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	9,6551	10,597	12,105	13,121	14,023	
h ESTERNO	1174,2	1238,9	1294	1342,2	1385,3	W/m <sup>2</sup> K
h liquido	1834,6	2163,3	2459,4	2727,3	2970,8	W/m <sup>2</sup> K
h bifase	7221,7	7659,2	8019	8321,7	8580,8	W/m <sup>2</sup> K
h vapore	2158,2	2764,3	3444,1	4212,9	5089,5	W/m <sup>2</sup> K
h INTERNO	5461,8	6336,4	7042,2	7619	8097,2	W/m <sup>2</sup> K
h globale	966,4	1036,3	1093,1	1141,2	1182,9	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato propano	18934	26938	35472	44299	53246	Pa
$\Delta p$ lato aria	15,688	21,963	28,904	36,448	44,55	Pa
Velocità dell'aria frontale	0,9354	1,1677	1,3992	1,63	1,8602	m/s
A frontale	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	m <sup>2</sup>
Afrontale/ Q	42,66	35,06	30,09	26,59	24,01	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	458,8	377,1	323,6	286,0	258,2	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	0,765	1,338	2,113	3,108	4,342	kW
Potenza ventilazione / Q	0,069	0,099	0,134	0,175	0,220	%
GMS	1535,386	1919,233	2303,079	2686,926	3070,772	kg/m <sup>2</sup> s
Costo di esercizio ventilatori	0,551	0,793	1,075	1,397	1,762	\$/ kWth y
Costo di investimento x CCR	2,519	2,071	1,777	1,570	1,418	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	3,071	2,863	2,851	2,968	3,180	\$/ kWth y

Portata volumetrica di aria	250000	300000	350000	400000	440000	m <sup>3</sup> /h
Portata di propano	8,7493	9,8742	10,858	11,718	12,339	kg/s
Potenza di condensazione	2,3146	2,6122	2,8726	3,1001	3,2643	MW
Portata aria	85,069	102,08	119,1	136,11	149,72	kg/s
Tin aria	29	29	29	29	29	°C

Tout aria	56,066	54,455	52,994	51,659	50,691	°C
Numero ranghi	3	3	3	3	3	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	318	318	318	318	318	
Larghezza	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	m
Bare Tube Area	129,4	129,4	129,4	129,4	129,4	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	55,9	49,5	45,0	41,7	39,6	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	1899,3	1899,3	1899,3	1899,3	1899,3	m <sup>2</sup>
Peso	695,5	695,5	695,5	695,5	695,5	kg
Peso / Q	300,5	266,3	242,1	224,3	213,1	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	15,539	16,673	17,765	18,61	19,182	
h ESTERNO	1460	1523,7	1579,5	1629,3	1666,2	W/m <sup>2</sup> K
h liquido	3397,8	3759,4	4070,3	4338,2	4529,7	W/m <sup>2</sup> K
h bifase	9004,3	9337	9607	9829,2	9982,6	W/m <sup>2</sup> K
h vapore	7256,5	10247	14026	14351	14575	W/m <sup>2</sup> K
h INTERNO	8841,4	9394,9	9805,7	10020	10169	W/m <sup>2</sup> K
h globale	1253,1	1311,1	1360,4	1401,4	1431,6	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato propano	71094	88396	104890	120340	132070	Pa
$\Delta p$ lato aria	62,283	81,873	103,16	126	145,33	Pa
Velocità dell'aria frontale	2,3188	2,7755	3,2306	3,6843	4,0464	m/s
A frontale	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	m <sup>2</sup>
Afrontale/ Q	20,45	18,12	16,47	15,27	14,50	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	219,9	194,9	177,2	164,2	155,9	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	7,588	11,970	17,596	24,561	31,162	kW
Potenza ventilazione / Q	0,328	0,458	0,613	0,792	0,955	%
GMS	3838,420	4605,978	5373,942	6141,454	6755,555	kg/m <sup>2</sup> s
Costo di esercizio ventilatori	2,623	3,666	4,900	6,338	7,637	\$/ kWth y
Costo di investimento x CCR	1,207	1,070	0,973	0,902	0,856	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	3,830	4,736	5,873	7,240	8,493	\$/ kWth y

**Tabella 7.6: Risultati analisi tramite programma LUVÉ di geometria HPX21 a 3 ranghi.**

Dato che la geometria è la medesima per le due batterie, che si diversificano unicamente per il tipo di alettatura, si avranno andamenti pressoché uguali per le grandezze che riguardano il lato interno. Per quanto concerne il lato esterno invece le differenze sono molto più evidenti. In figura 7.3 sono diagrammate le perdite di carico lato esterno calcolate dal programma LUVÉ per le due batterie,

e i coefficienti di scambio termico convettivo esterno. In questo caso è stata disegnata una sola curva per batteria invece di tre perché i valori sono coincidenti al variare del numero di ranghi. Evidentemente la batteria HPX21, con alette continue intagliate garantisce coefficienti di scambio termico maggiori delle alette ondulate, con una differenza media di +40% a favore delle intagliate. Come risulta dal grafico le alette intagliate comportano però maggiori perdite di carico, che quindi implicano una maggiore spesa energetica per la ventilazione. Come ulteriore aspetto svantaggioso delle alette intagliate va considerata la minore resistenza alla corrosione che hanno rispetto alle ondulate, meno performanti ma più solide e durature.

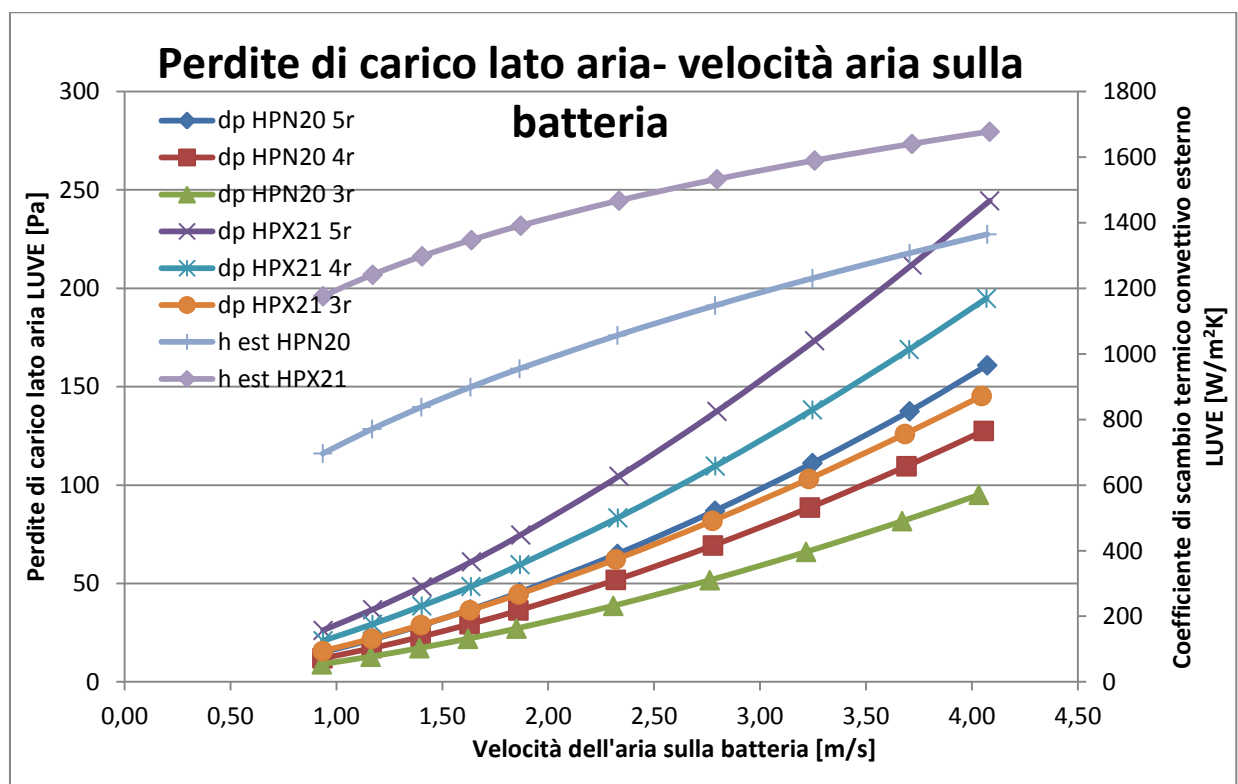


Figura 7.3: andamento delle perdite di carico esterne e dei coefficienti di scambio convettivo esterno per le due batterie, al variare della velocità dell'aria sulla batteria.

Sono stati tracciati inoltre i grafici riportanti gli andamenti della potenza di ventilazione in figura 7.6, dell'area frontale specifica in Figura 7.4, del volume interno in Figura 7.5 e del peso specifico in Figura 7.7, tutti al variare della portata volumetrica di aria aspirata, e quindi della velocità dell'aria sulla batteria. Si può osservare un comportamento analogo per la batteria HPN20 e HPX21 per quanto riguarda l'area frontale e il volume interno specifici; per quanto riguarda la potenza di ventilazione il diverso tipo di alettatura comporta

diverse perdite di carico esterne e quindi un maggiore onere di ventilazione per la batteria HPX21, che però permette di raggiungere coefficienti di scambio più alti della HPN20. Un vantaggio può essere quello del minor peso specifico della HPX21, grazie al miglior scambio termico.

I dati su cui sono state calcolate queste curve comprendono anche il campo di velocità dell'aria sulla batteria oltre 4 m/s, che nella restante parte dell'analisi sono state scartate a causa delle perdite di carico interne eccessive raggiunte. In questo caso i dati sono stati mantenuti per mostrare con completezza l'andamento asintotico delle prime due curve.

Non è stato considerato l'effetto della generazione di rumore da parte dei ventilatori, legato alle velocità di rotazione e dell'aria in ingresso.

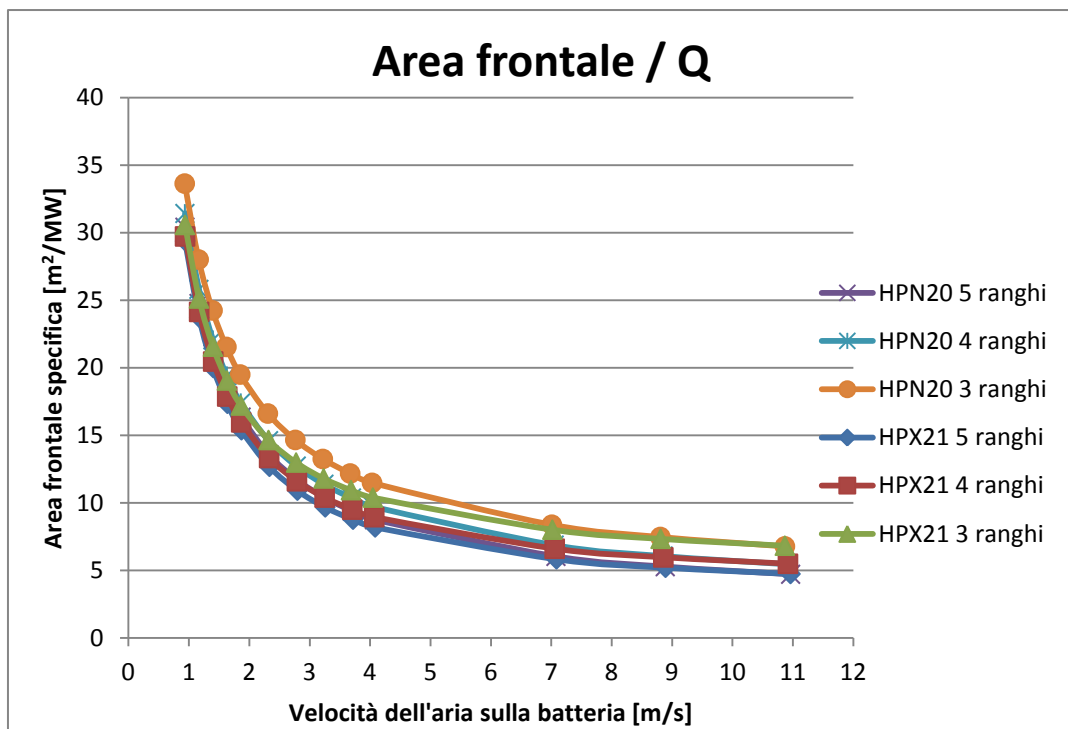


Figura 7.4: andamento dell'area frontale specifica in funzione della velocità dell'aria sulla batteria per le due geometrie LUVE.

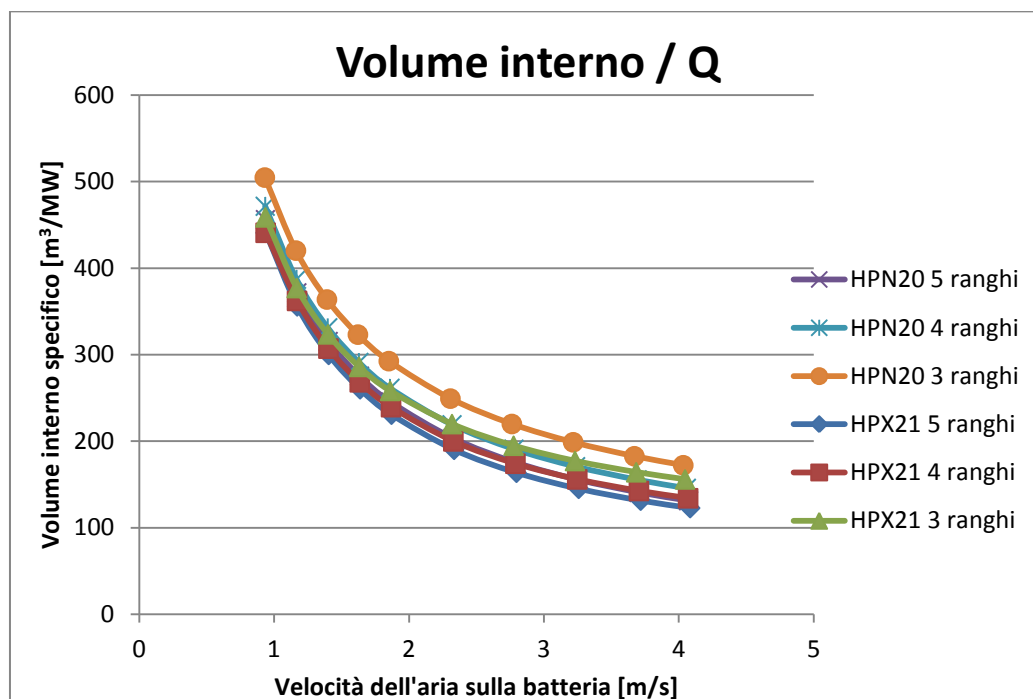


Figura 7.5: andamento del volume specifico in funzione della velocità dell'aria sulla batteria per le due geometrie LUYE.

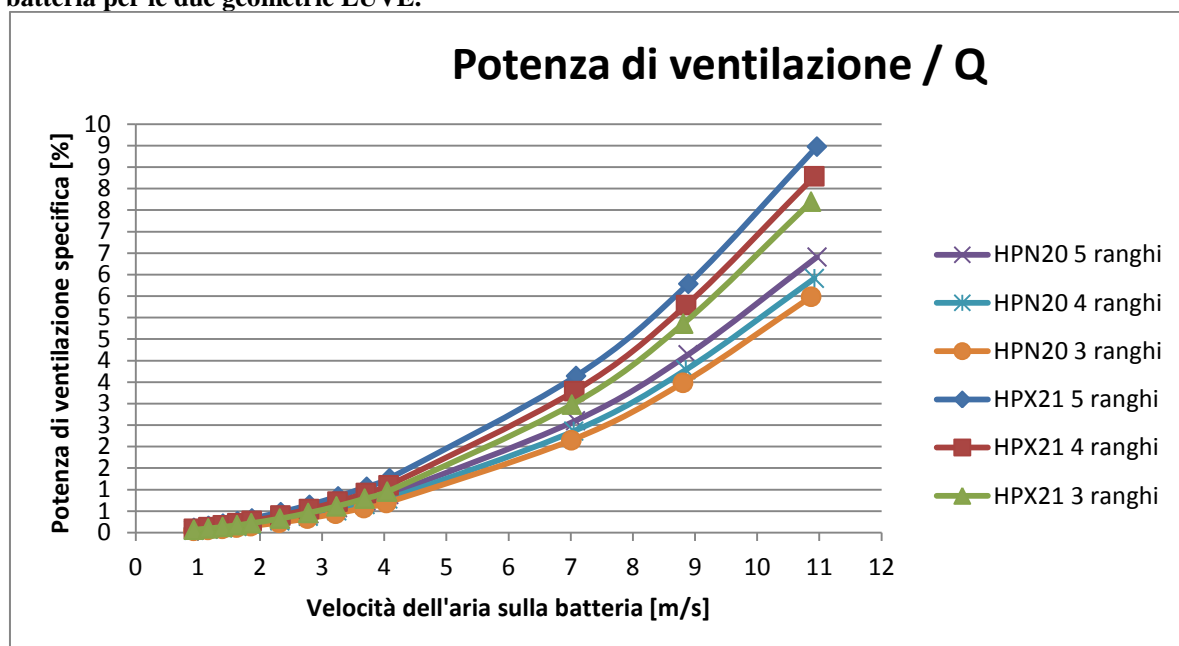


Figura 7.6: andamento della potenza di ventilazione specifica in funzione della velocità dell'aria sulla batteria per le due geometrie LUYE.

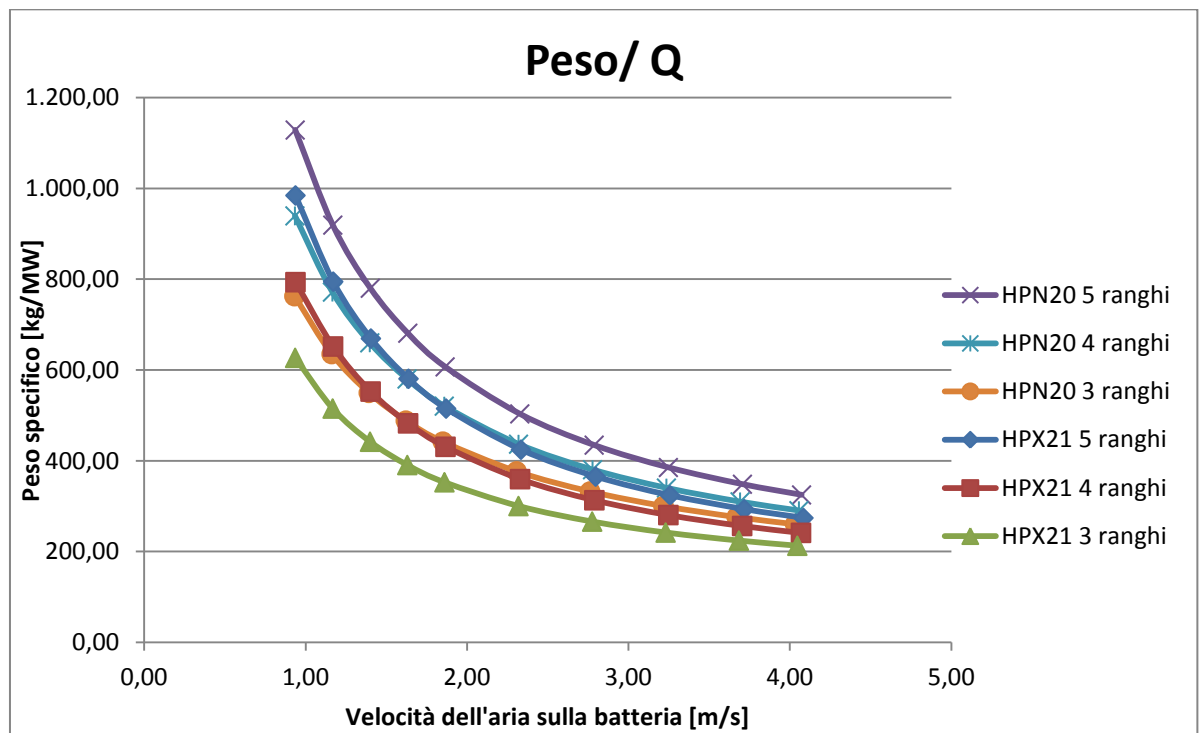


Figura 7.7: andamento del peso specifico in funzione della velocità dell'aria sulla batteria per le due geometrie LUVE.

## 7.2 Riproduzione tramite Aspen delle geometrie LUVE

A questo punto si è cercato di riprodurre le geometrie LUVE in Aspen. I problemi maggiori sono derivati dalla rigatura interna dei tubi LUVE, che permette di innalzare il coefficiente di scambio termico interno, ma non disponibile tra le opzioni di Aspen. Inoltre anche i valori del coefficiente di scambio termico esterno forniti dall'alettatura Aspen "Tube-in-plate", costituita da alette piane e lisce, sono risultati sensibilmente inferiori ai valori dell'alettatura LUVE, di geometria più complessa. Lo stesso discorso vale per le perdite di carico, risultate sempre inferiori in Aspen rispetto ai risultati LUVE, sia lato interno che esterno.

Si è pensato di ragionare in termini di rapporto tra grandezze LUVE e grandezze ASPEN. Ipotizzando una relazione di scambio termico del tipo:

$$Nu = c Re^m Pr^n$$

si è assunto di trascurare l'eventuale variazione del numero di Prandtl, dipendente unicamente da proprietà fisiche. Esplicitando il numero di Nusselt, composto dal prodotto tra il coefficiente di scambio e la dimensione caratteristica diviso la conduttività, si può osservare come nell'effettuare il rapporto si vengano a semplificare la dimensione caratteristica e la conduttività,

la quale avrà in particolare differenze tra l'analisi nel programma LUVE e in Aspen pressoché trascurabili, lasciando il rapporto tra coefficiente di scambio LUVE e coefficiente di scambio Aspen

$$\frac{Nu_{LUVE}}{Nu_{Aspen}} = f(Re); \quad \frac{\frac{h_{LUVE} D}{k}}{\frac{h_{Aspen} D}{k}} = \frac{h_{LUVE}}{h_{Aspen}}$$

Si è scelto di mettere in relazione questo rapporto con il numero di Reynolds fornito dal programma Aspen, in modo da ricavare una relazione che permetta, conoscendo il valore del coefficiente Aspen, di ricavare il corrispondente LUVE. Questa operazione è appunto stata effettuata per:

- Coefficiente di scambio termico convettivo interno;
- Coefficiente di scambio termico convettivo esterno;
- Perdite di carico interne;
- Perdite di carico esterne.

Per quanto riguarda il coefficiente di scambio interno, si è inizialmente analizzato l'andamento del coefficiente LUVE in funzione del numero di Reynolds del liquido in uscita ottenuto nell'output LUVE e del coefficiente Aspen in funzione del numero di Reynolds del liquido in uscita ottenuto dall'output Aspen. Si è notato immediatamente che l'andamento di questi coefficienti è pressoché il medesimo, seppur su valori numerici superiori per i valori LUVE, come mostrato in figura 7.8 e Figura 7.9:

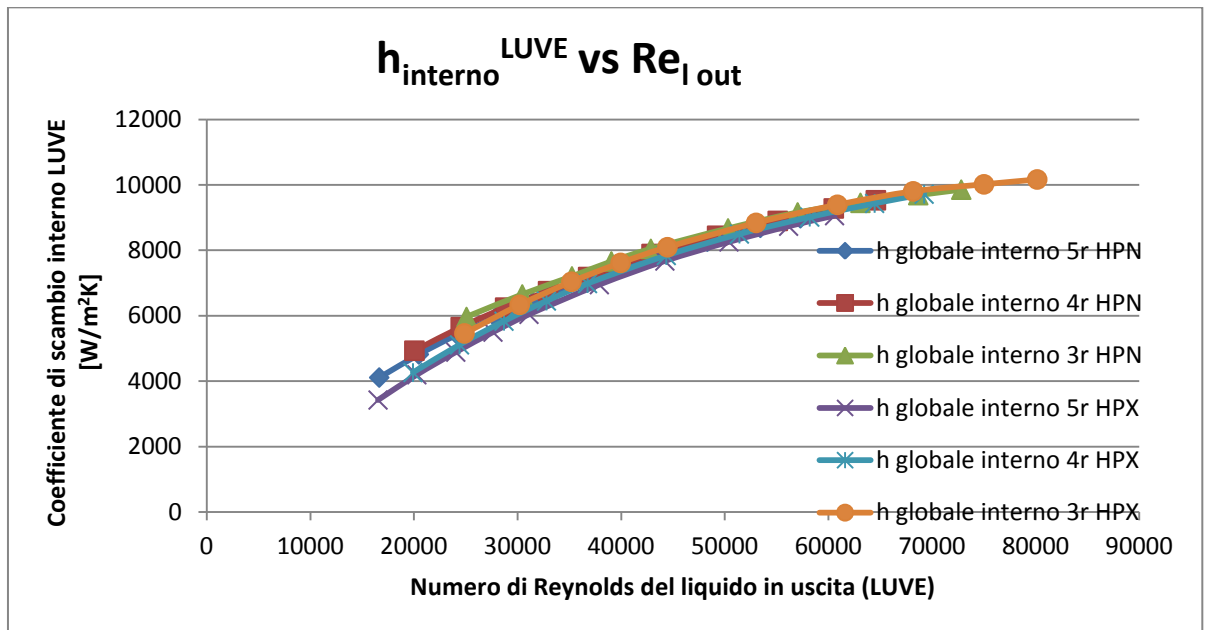


Figura 7.8: andamento del coefficiente di scambio interno LUVE in funzione del numero di Reynolds del liquido in uscita fornito dal programma LUVE.

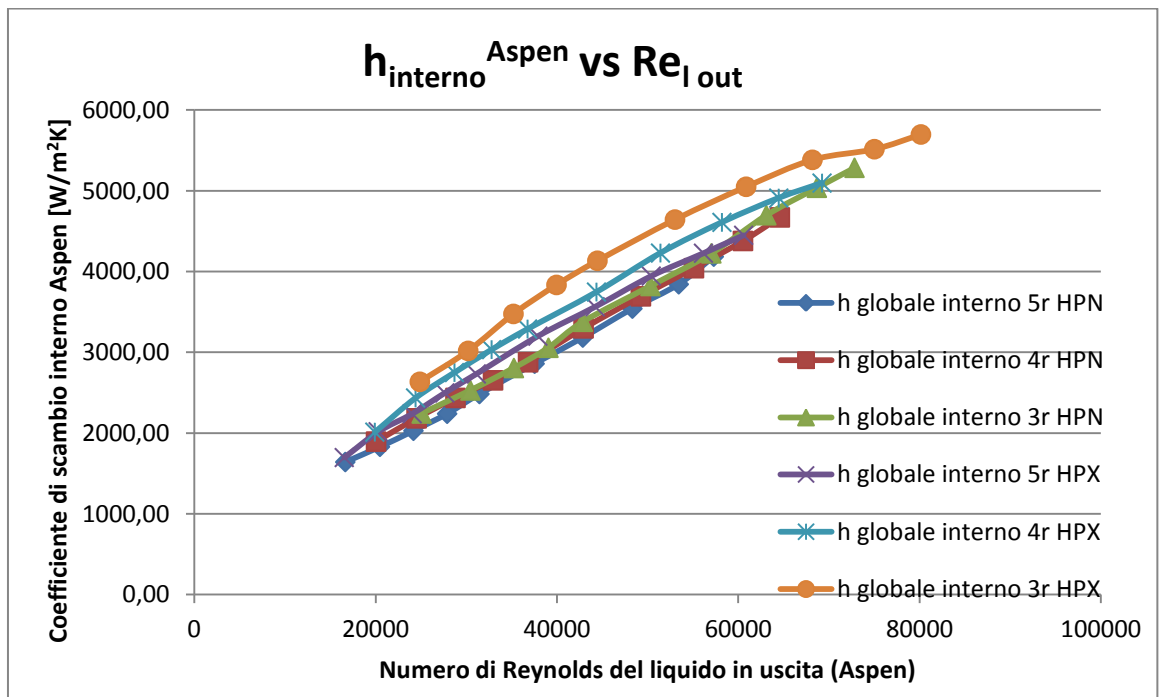


Figura 7.9: Andamento del coefficiente di scambio interno Aspen in funzione del numero di Reynolds del liquido in uscita fornito da Aspen.



Il rapporto tra queste due grandezze ha fornito un andamento decrescente del rapporto  $h_{LUVE}/h_{Aspen}$ , con un valore medio di circa 2,4 per la batteria HPN20 e 2,0 per la HPX21. Le serie complete di dati sono illustrate per le due batterie rispettivamente in Figura 7.10 e Figura 7.11:

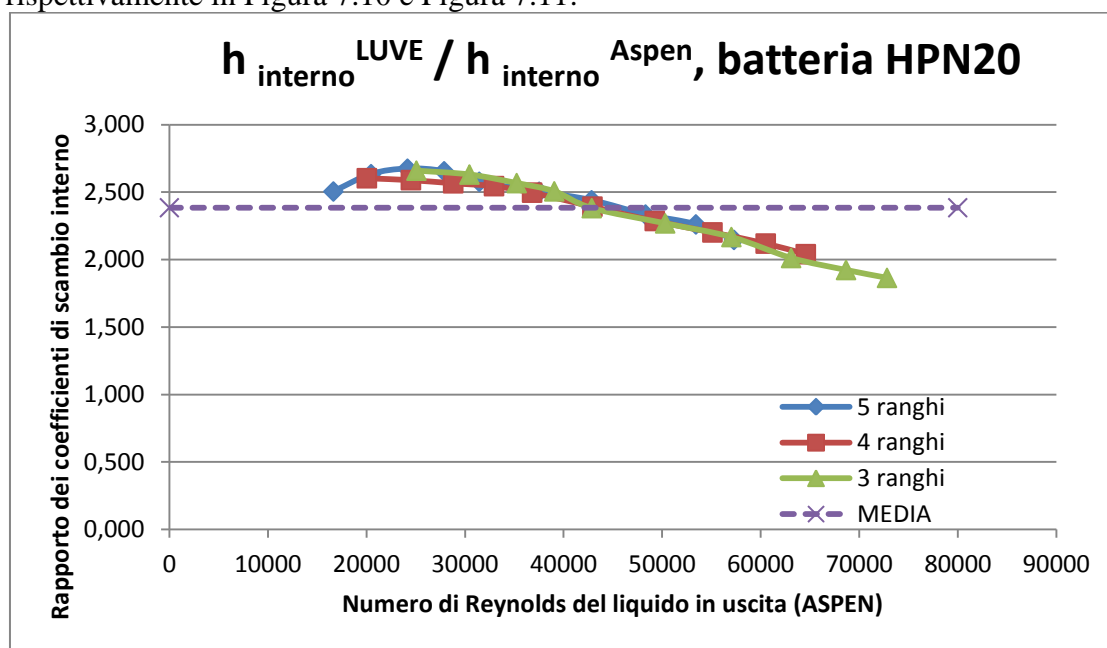


Figura 7.10: Rapporto tra i coefficienti di scambio interno per batteria HPN20 con diversi ranghi, in funzione del numero di Reynolds del liquido in uscita.

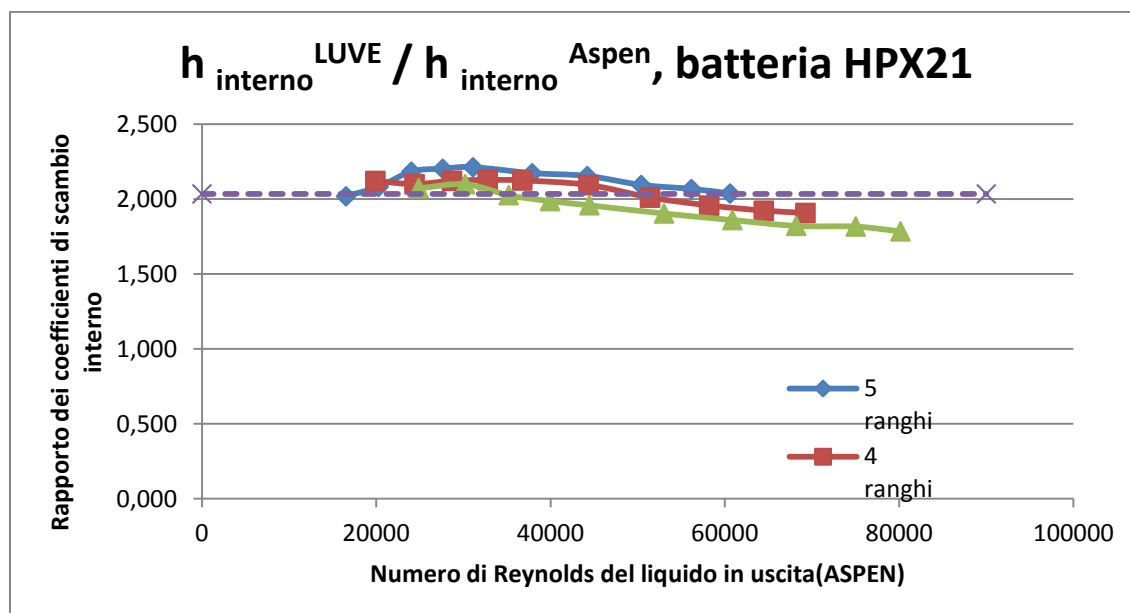
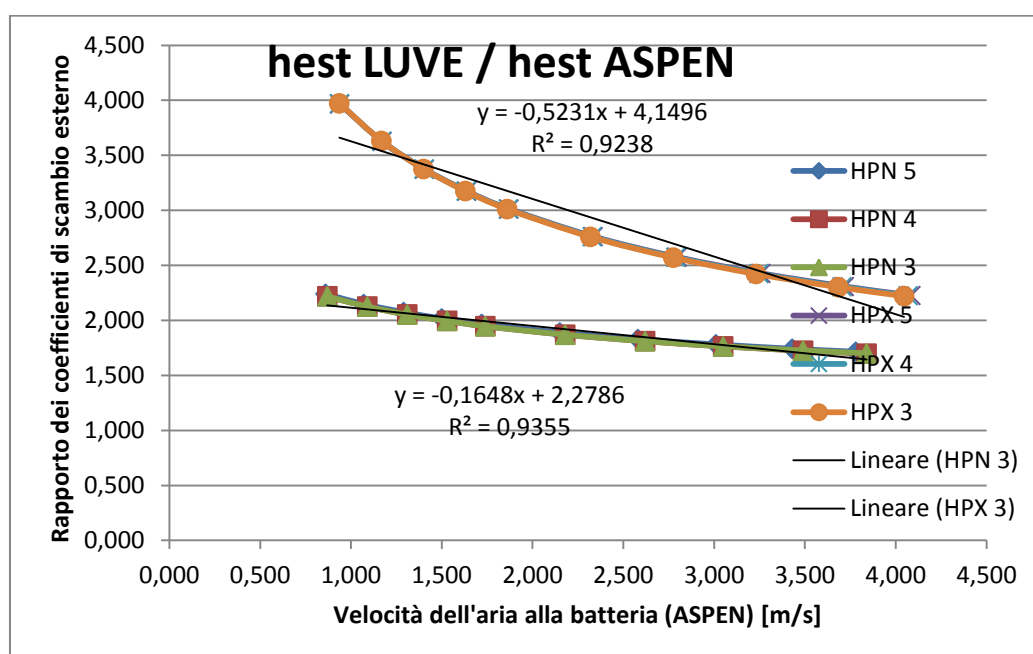


Figura 7.11: Rapporto tra i coefficienti di scambio interno per batteria HPX21 con diversi ranghi, in funzione del numero di Reynolds del liquido in uscita.

Procedendo in maniera analoga sono stati ricavati i valori medi per il rapporto tra coefficienti di scambio esterno per le due batterie. In Figura 7.12 è diagrammato l'andamento del rapporto tra coefficienti di scambio esterno. Non vi è in questo caso dipendenza dal numero di ranghi: le tre curve per cinque, quattro e tre ranghi di ciascuna batteria coincidono tra di loro. Si è scelto di ricalcare l'andamento dei rapporti tramite funzioni lineari, le cui equazioni sono riportate in Figura 7.12. Trattandosi del lato aria si è ritenuto opportuno legare il rapporto non al numero di Reynolds esterno ma direttamente alla velocità dell'aria, visto e considerato che questa subisce una variazione di densità e viscosità trascurabili. Come velocità dell'aria è stata usata come valore univoco la velocità dell'aria sulla batteria.



**Figura 7.12: Rapporto tra i coefficienti di scambio esterno per batteria HPN20 con diversi ranghi, in funzione della velocità dell'aria sulla batteria.**

Sono stati poi ottenuti i valori medi per i rapporti delle perdite di carico interne ed esterne, i cui andamenti sono riportati rispettivamente in Figura 7.13 e Figura 7.14:

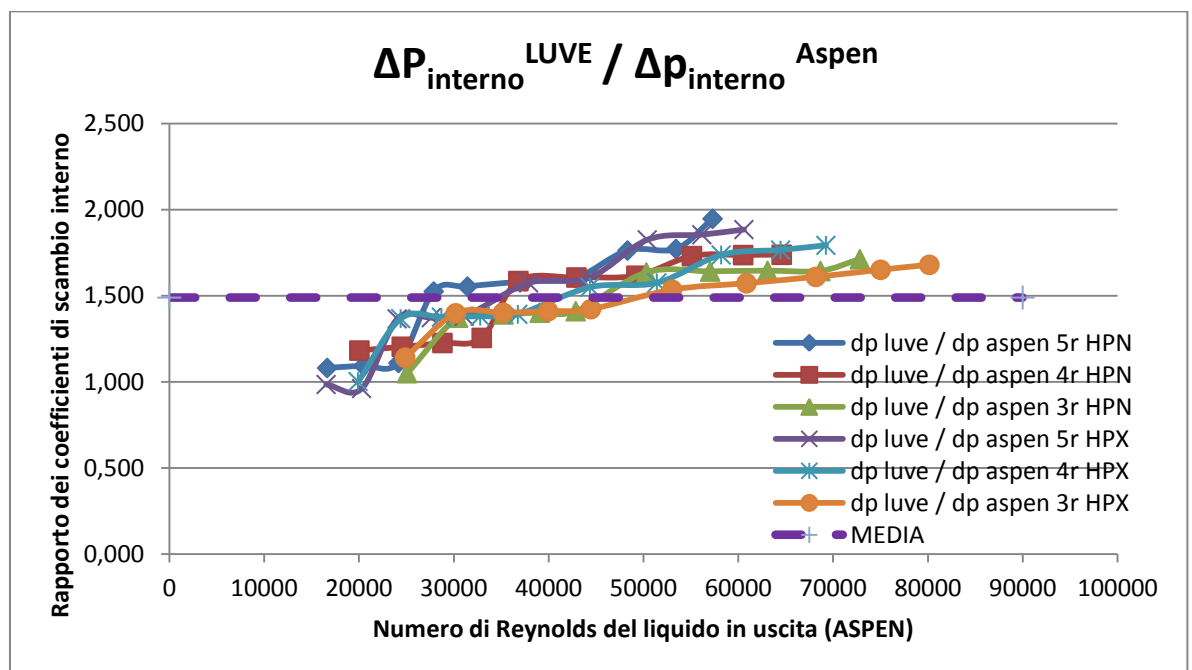


Figura 7.13: Rapporto tra i valori di perdita di carico lato interno in funzione numero di Reynolds del liquido in uscita.

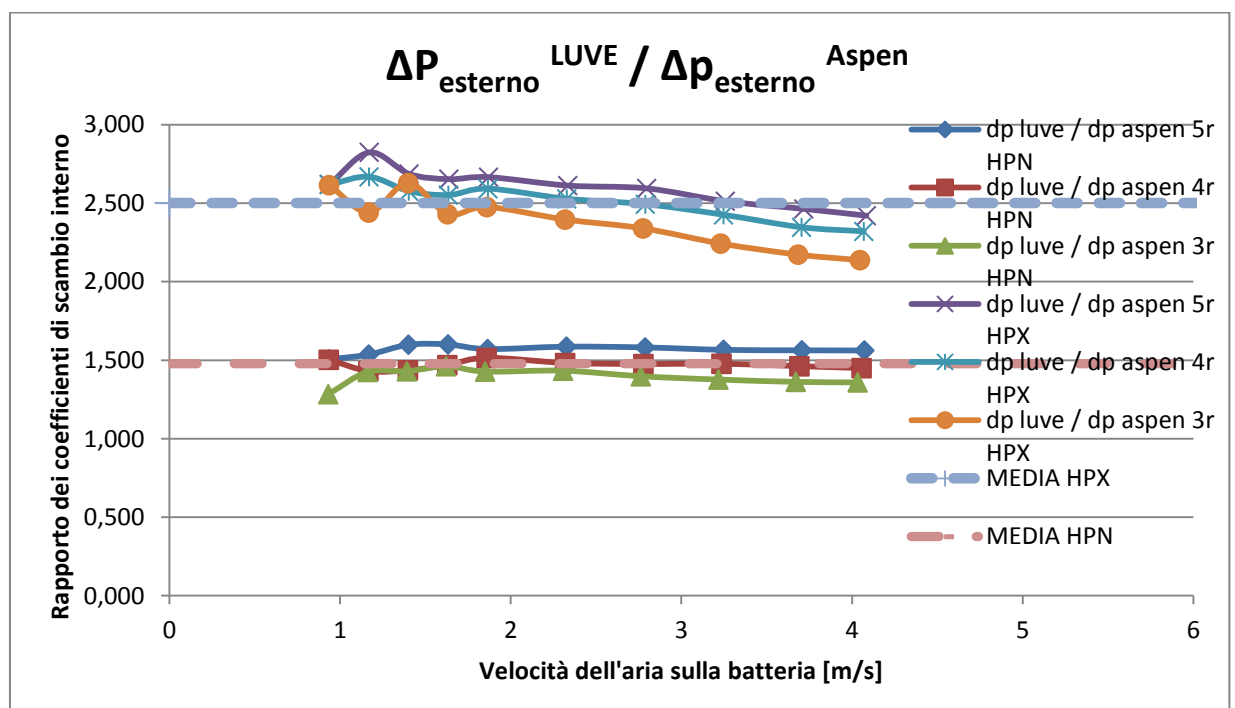


Figura 7.14: Rapporto tra i valori di perdita di carico lato esterno in funzione della velocità dell'aria sulla batteria.

Riassumendo, dall'analisi effettuata sono stati ottenuti i seguenti coefficienti moltiplicativi per passare dalle grandezze dell'output Aspen a quelle corrette:

	HPN20	HPX21
h interno LUVE / h interno ASPEN	<b>2,4</b>	<b>2,0</b>
$\Delta P$ interno LUVE / $\Delta P$ interno ASPEN	<b>1,5</b>	
$\Delta P$ interno LUVE / $\Delta P$ interno ASPEN	<b>1,5</b>	<b>2,5</b>
h esterno LUVE / h esterno ASPEN	<b>-0.1648 v + 2.2786</b>	<b>-0.5231 v + 4.1496</b>

**Tabella 7.7: tabella riassuntiva dei coefficienti moltiplicativi ottenuti.**

## Capitolo 8

### Analisi su scambiatori Hudson alimentati con miscela di idrocarburi

#### 8.1 Scelta del metodo di calcolo delle proprietà della miscela

È stato preso in considerazione di alimentare lo scambiatore ad aria con una corrente di idrocarburi da condensare parzialmente. Si è cercata una corrispondenza tra i vari metodi di calcolo delle proprietà in Aspen della miscela (di composizione fissata per alta e bassa pressione) e i dati assunti per analisi. Sono state analizzate le proprietà fornite dai vari metodi proposti da Aspen per raffineria, lavorazione del gas naturale, petrolchimica e campo oil&gas. Il confronto è stato effettuato inizialmente sulla convergenza della sola entalpia specifica, che ha scremato il numero di metodi a quattro: CHAO-SEA, GRAYSON, RKSMHV2 e SR-POLAR. Tra questi quattro metodi è stato effettuato un confronto completo sulla variazione percentuale delle grandezze rispetto a quelle date, fornendo i risultati in tabella 8.1 per alta pressione e in Tabella 8.2 per bassa pressione:

[bar]	[°C]	CHAO-SEA - Diff. %									
Pressione	Temp	Entalpia	dens vap	cp vap	visc vap	k vap	dens liq	cp liq	visc liq	k liq	
43,8	87,64	-0,014	-1,197	-1,014	0,369	13,159					
43,55	60,1	-0,071	-1,332	-0,884	-0,383	17,329					
43,4	47,74	0,492	-3,580	-2,188	-0,467	18,314	1,830	-5,846	-14,186	11,501	
43,21	31	0,048	-2,359	-1,775	-0,318	18,937	1,334	-4,907	-23,626	7,216	
[bar]	[°C]	GRAYSON - Diff. %									
Pressione	Temp	Entalpia	dens vap	cp vap	visc vap	k vap	dens liq	cp liq	visc liq	k liq	
43,8	87,64	-0,014	-1,197	-1,014	0,369	13,159					
43,55	60,1	-0,071	-1,332	-0,884	-0,383	17,329					
43,4	47,74	0,076	-1,915	-1,299	-0,467	17,990	1,444	-5,433	-16,437	11,501	
43,21	31	-0,184	-1,052	-1,072	-0,318	18,937	1,141	-4,692	-25,469	7,337	
[bar]	[°C]	RKSMHV2 - Diff. %									
Pressione	Temp	Entalpia	dens vap	cp vap	visc vap	k vap	dens liq	cp liq	visc liq	k liq	
43,8	87,64	-0,277	-0,274	-0,443	4,797	0,206					
43,55	60,1	-0,259	-0,811	0,384	4,215	2,703					

43,4	47,74	0,178	-2,157	-0,610	4,206	4,376	-9,782	2,442	-5,304	6,693
43,21	31	0,100	-1,612	-0,940	4,459	6,645	-8,697	1,755	-5,310	6,612
[bar]	[°C]	SR-POLAR - Diff. %			visc vap	k vap	dens liq	cp liq	visc liq	k liq
Pressione	Temp	Entalpia	dens vap	cp vap	visc vap	k vap	dens liq	cp liq	visc liq	k liq
43,8	87,64	-0,350	0,686	-0,311	4,797	0,206				
43,55	60,1	-0,318	0,246	0,641	4,215	2,703				
43,4	47,74	0,252	-1,769	-0,524	4,206	4,376	-9,357	3,095	-3,302	7,342
43,21	31	0,065	-1,222	-0,450	4,459	6,645	-8,420	2,543	-3,813	7,095

**Tabella 8.1: Variazione percentuale delle proprietà calcolate rispetto a quelle date, per alta pressione.**

[bar]	[°C]	CHAO-SEA - Diff. %			visc vap	k vap	dens liq	cp liq	visc liq	k liq
Pressione	Temp	Entalpia	dens vap	cp vap	visc vap	k vap	dens liq	cp liq	visc liq	k liq
20,52	117,16	0,069	-0,489	-0,474	-0,610	3,572				
20,34	72,56	0,034	-0,561	-0,250	-0,756	6,186				
20,15	39,76	0,025	-0,491	0,000	-0,909	8,878				
20,09	37,99	0,044	-0,473	-0,051	-1,001	9,020	0,664	-2,849	-8,297	8,414
20,02	36	0,032	-0,542	-0,051	-1,093	9,127	0,640	-2,743	-9,215	8,134
[bar]	[°C]	GRAYSON - Diff. %			visc vap	k vap	dens liq	cp liq	visc liq	k liq
Pressione	Temp	Entalpia	dens vap	cp vap	visc vap	k vap	dens liq	cp liq	visc liq	k liq
20,52	117,16	0,069	-0,489	-0,474	-0,610	3,572				
20,34	72,56	0,034	-0,561	-0,250	-0,756	6,186				
20,15	39,76	-0,476	0,491	0,255	-0,909	8,487				
20,09	37,99	-0,461	0,555	0,205	-1,001	8,627	0,264	-2,529	-10,890	8,176
20,02	36	-0,467	0,500	0,206	-1,093	8,733	0,253	-2,422	-11,775	7,898
[bar]	[°C]	RKSMHV2 - Diff. %			visc vap	k vap	dens liq	cp liq	visc liq	k liq
Pressione	Temp	Entalpia	dens vap	cp vap	visc vap	k vap	dens liq	cp liq	visc liq	k liq
20,52	117,16	-0,094	-0,040	-0,332	3,201	3,689				
20,34	72,56	-0,075	-0,368	0,554	3,442	0,344				
20,15	39,76	-0,003	-0,593	1,812	4,545	3,011				
20,09	37,99	0,264	-1,090	1,662	4,459	3,137	-7,763	-0,152	-11,322	5,320
20,02	36	0,249	-1,097	1,619	4,372	3,226	-7,675	-0,153	-11,433	5,300
[bar]	[°C]	SR-POLAR - Diff. %			visc vap	k vap	dens liq	cp liq	visc liq	k liq
Pressione	Temp	Entalpia	dens vap	cp vap	visc vap	k vap	dens liq	cp liq	visc liq	k liq
20,52	117,16	-0,137	0,318	-0,285	3,201	3,689				
20,34	72,56	-0,124	0,019	0,554	3,442	0,344				
20,15	39,76	-0,040	-0,254	1,864	4,545	3,011				

20,09	37,99	0,384	-1,090	1,610	4,459	3,137	-7,614	0,828	794,555	5,439
20,02	36	0,349	-1,132	1,566	4,372	3,619	-7,531	0,832	-10,666	5,418

**Tabella 8.2: Variazione percentuale delle proprietà calcolate rispetto a quelle date, per bassa pressione.**

È stato scelto il metodo RKSMHV2 poiché è quello che globalmente tra alta e bassa pressione avvicina maggiormente i dati. I maggiori scostamenti si hanno sulle proprietà della frazione liquida, e in generale maggiore discordanza a bassa pressione. In seguito i calcoli sono stati effettuati tutti utilizzando il metodo RKSMHV2.

## 8.2 Dimensionamento in Aspen di scambiatore a geometria Hudson alimentato con miscela di idrocarburi – Caso di alta pressione

È stato effettuato un dimensionamento tramite Aspen di uno scambiatore ad aria alimentato con una miscela di idrocarburi con composizione riportata in Tabella 8.3:

	HP Compressor % molare
Azoto	8,3111
Metano	26,7733
Etilene	38,9507
Etano	0,258
Propilene	0,0264
Propano	1,64
Isobutano	19,0339
Butano	4,1897
Buteni	0,7178
Isopentano	0,099

**Tabella 8.3: Composizione miscela di idrocarburi nel caso ad alta pressione.**

I dati del problema in questione sono riportati in Tabella 8.4:

	ALTA PRESSIONE	
Fluido	Mix HP	
Portata	240.545,00	kg/h
T in	87,64	°C
T out	31	°C

P in	43,8	Bar ass.
DP	0,59	Bar
x in	100,00	% peso
x out	61,72	% peso
Fattore di sporcamento	0,0001	m <sup>2</sup> .°C/W
Potenza scambiata	14.045,00	kW
Temperatura ingresso aria	23,5	°C

**Tabella 8.4: Dati del caso ad alta pressione.**

Il dimensionamento è stato effettuato da Aspen con questi dati in ingresso e una geometria e disposizione dei tubi come suggerito da Hudson; si è imposta la temperatura di uscita della miscela, permettendo la variazione del titolo di vapore a seconda delle perdite di carico interne raggiunte. I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 8.5:

	ASPEN MIX HP	ASPEN MIX HP 1 bay	
Numero di bays	4	1	
Numero di bundles/bay	2	2	
Numero di bundles	8	2	
Numero passaggi	3	3	
Numero di fans/bay	2	2	
Portata di miscela	66,818	16,7045	kg/s
Potenza di condensazione	13,8638	3,4446	MW
Portata aria	1207,286	301,8215	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	°C
Tout aria	34,93	34,85	°C
Numero ranghi	7	7	
Lunghezza tubi	10	10	
Ntubi per rango per bay	88	88	
Numero totale di tubi	2464	616	
Larghezza	23,5712	5,8928	m
Bare Tube Area	1927,2	477,4	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	139,00	138,59	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	42053,6	10419	m <sup>2</sup>
Peso	94655,9	28955,70	kg
Peso / Q	6827,56	8406,11	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	19,14	19,16	

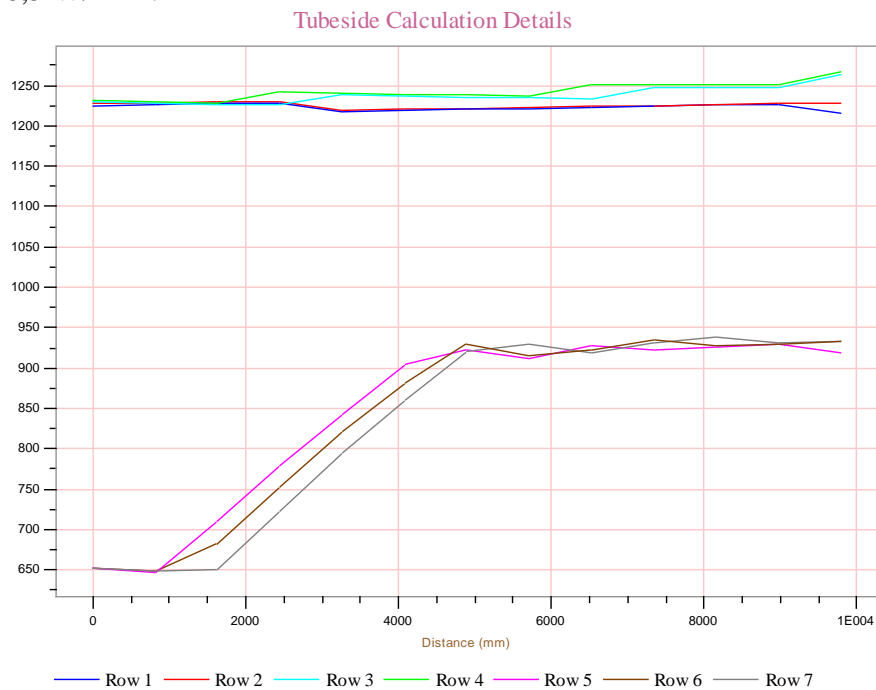


h interno ASPEN	1044,3	1039,4	W/m <sup>2</sup> K
h esterno ASPEN	667,4	671,4	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL DIRTY	379,4	380	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL CLEAN	398,7	399,4	W/m <sup>2</sup> K
Area scambio / A necess. DIRTY	1,01	1,01	
Area scambio / A necess. CLEAN	1,06	1,06	
$\Delta p$ lato mix	27,300	26,934	kPa
$\Delta p$ lato aria	195	198	Pa
Vel propano in	3,63	3,61	m/s
Vel propano out	3,42	3,4	m/s
Vel aria in	8,51	8,59	m/s
Vel aria out	8,84	8,92	m/s
Diametro ventilatori	3,6536	3,6536	m
Velocità dell'aria frontale	4,63	4,67	m/s
A frontale	235,71	58,93	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	17,00	17,11	m <sup>2</sup> / MW
Volume interno / Q	0,55	0,55	m <sup>3</sup> / MW
Potenza all'albero del motore	361,744	91,616	kW
Potenza ventilazione / Q	2,609	2,660	%
Costo investimento totale / Q	53,07	58,14	\$ / kWth
Costo del lavoro /Q	25,31	26,59	\$ / kWth
Costo materiale x tubi / Q	20,08	20,21	\$ / kWth
Costo materiali x il resto /Q	5,06	8,72	\$ / kWth
Costo ventilatori /Q	2,61	2,63	\$ / kWth
Costo /superficie libera tubi	381,74	419,52	\$ / m <sup>2</sup>
Costo/peso	7,77	6,92	\$ / kg
Costo di esercizio ventilatori	20,87	21,28	\$ / kWth y
Costo d'investimento x CCR	7,96	8,72	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	28,83	30,00	\$ / kWth y

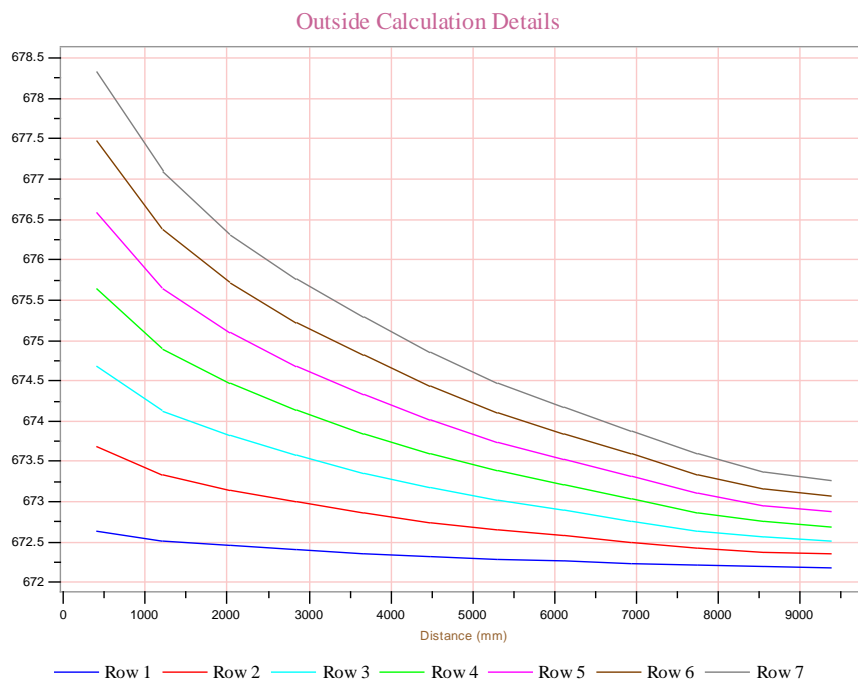
**Tabella 8.5: dimensionamento dello scambiatore effettuato da Aspen per miscela ad alta pressione.**

In seguito vengono analizzati i dati per lo scambiatore completo dimensionato da Aspen .Il coefficiente di scambio termico convettivo interno è crescente nei ranghi indicati in figura 8.1 come 5, 6 e 7 poiché appartenenti al primo passaggio, in cui si ha il desurriscaldamento del vapore e il passaggio in campo bifase, come si può osservare dal grafico del titolo di vapore in Figura 8.3; si

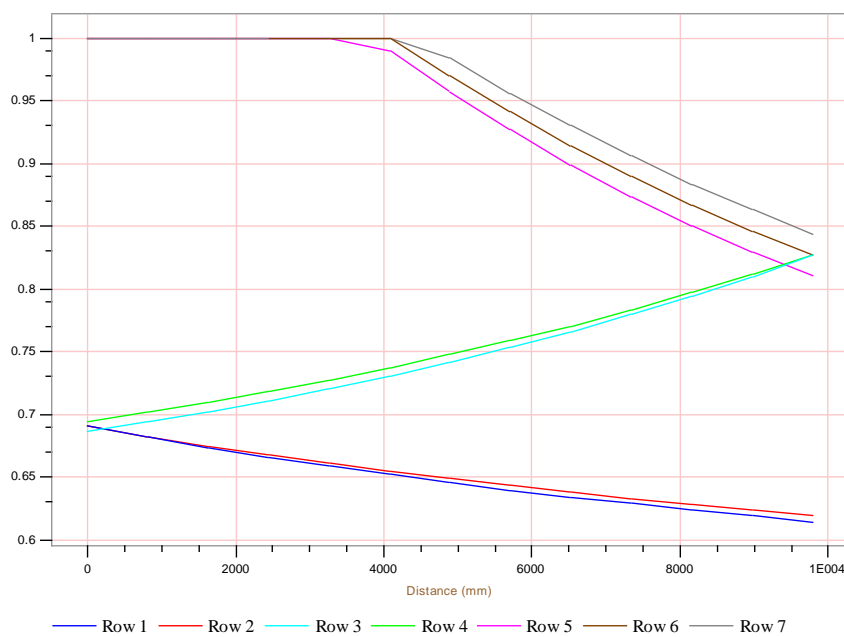
passa da valori intorno a  $650 \text{ W/m}^2\text{K}$  a  $900\text{-}950 \text{ W/m}^2\text{K}$ ; nei successivi passaggi in cui si è interamente in bifase si raggiungono valori tra  $1200$  e  $1250 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Per quanto riguarda il coefficiente di scambio esterno, riportato in Figura 8.2, si ha un andamento quasi costante con la lunghezza dei tubi, tra i valori di  $672$  e  $678,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ .



**Figura 8.1: Coefficiente di scambio termico interno, design Aspen per miscela HP.**



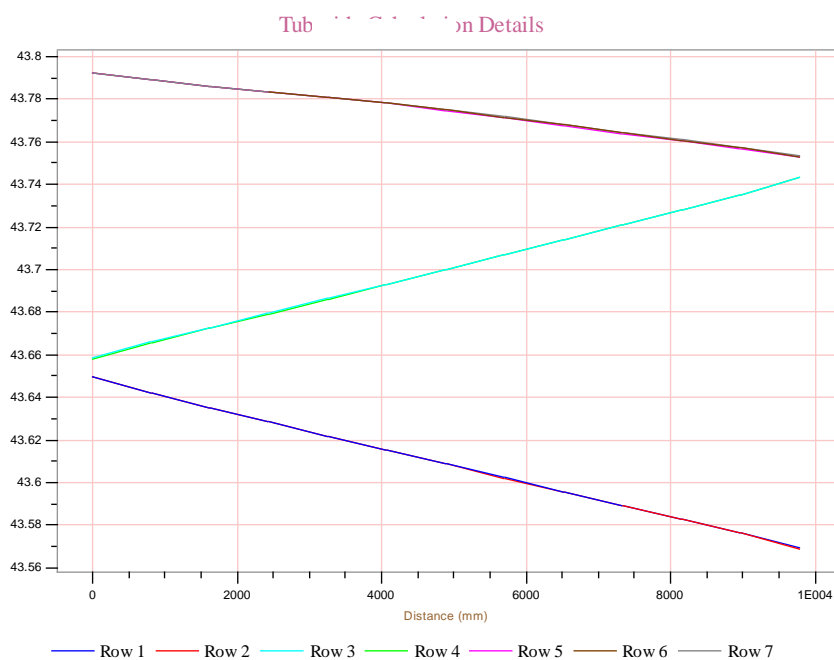
**Figura 8.2: Coefficiente di scambio termico esterno, design Aspen per miscela HP**



**Figura 8.3: Titolo di vapore, design Aspen per miscela HP.**

I valori riportati in tabella per la singola bay sono leggermente differenti da quelli dello scambiatore completo per l'aggiustamento della portata di miscela per avere il rapporto delle aree pari a uno, a parità di velocità

dell'aria sulla batteria e quindi a parità di portata di aria per bay. Le perdite di carico, illustrate in Figura 8.4, si mantengono contenute, ben al di sotto dei 50 kPa massimi ammessi.



**Figura 8.4: Perdite di carico, design Aspen per miscela HP.**

### 8.3 Analisi parametrica al variare del numero di passaggi – Miscela di idrocarburi ad alta pressione

In modo analogo al caso a propano è stata effettuata un'analisi parametrica al variare del numero di passaggi rispetto al caso dimensionato da Aspen. I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 8.6:

	ASPEN MIX HP 1 bay	2 passaggi	4 passaggi	7 passaggi	
Numero di bays	1	1	1	1	
Numero di bundles/bay	2	2	2	2	
Numero di bundles	2	2	2	2	
Numero passaggi	3	2	4	7	
Numero di fans/bay	2	2	2	2	
Portata di propano	16,7045	14,2	17,9	19,1	kg/s
Potenza di condensazione	3,4446	2,9467	3,7137	3,9664	MW

Portata aria	301,8215	301,8215	301,8215	301,8215	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	23,5	23,5	°C
Tout aria	34,85	33,2	35,72	36,55	°C
Numero ranghi	7	7	7	7	
Lunghezza tubi	10	10	10	10	
Ntubi per rango per bay	88	88	88	88	
Numero totale di tubi	616	616	616	616	
Larghezza	5,8928	5,8928	5,8928	5,8928	m
Bare Tube Area	477,4	477,4	477,4	477,4	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	138,59	162,01	128,55	120,36	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	10419	10419	10419	10419	m <sup>2</sup>
Peso	28955,70	28952,8	28955,7	28955,7	kg
Peso / Q	8406,11	9825,50	7796,99	7300,25	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	19,16	19,38	18,94	17,65	
h interno ASPEN	1039,4	693,5	1348	2292,5	W/m <sup>2</sup> K
h esterno ASPEN	671,4	671,1	671,5	671,5	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL DIRTY	380	321,3	414,8	475	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL CLEAN	399,4	335,10	438,00	505,7	W/m <sup>2</sup> K
Area scambio / A necess. DIRTY	1,01	1,01	1,01	1,01	
Area scambio / A necess. CLEAN	1,06	1,05	1,07	1,07	
$\Delta p$ lato mix	26,934	8,563	71,297	304,906	kPa
$\Delta p$ lato aria	198	198	199	199	Pa
Vel propano in	3,61	2,32	5,84	12,46	m/s
Vel propano out	3,4	1,93	7,41	8,49	m/s
Vel aria in	8,59	8,59	8,59	8,59	m/s
Vel aria out	8,92	8,87	8,94	8,97	m/s
Diametro ventilatori	3,6536	3,6536	3,6536	3,6536	m
Velocità dell'aria frontale	4,67	4,67	4,67	4,67	m/s
A frontale	58,93	58,93	58,93	58,93	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	17,11	20,00	15,87	14,86	m <sup>2</sup> / MW
Volume interno / Q	0,55	0,64	0,51	0,48	m <sup>3</sup> / MW
Potenza all'albero del motore	91,616	90,946	91,956	92,25	kW
Potenza ventilazione / Q	2,660	3,086	2,476	2,326	%
Costo investimento totale / Q	58,14	67,97	53,93	50,49	\$/ kWth
Costo del lavoro /Q	26,59	31,08	24,66	23,09	\$/ kWth
Costo materiale x tubi / Q	20,21	23,62	18,74	17,55	\$/ kWth
Costo materiali x il resto /Q	8,72	10,19	8,09	7,57	\$/ kWth

Costo ventilatori /Q	2,63	3,07	2,44	2,28	\$/ kWth
Costo /superficie libera tubi	419,52	278,32	278,32	278,32	\$/ m <sup>2</sup>
Costo/peso	6,92	6,92	6,92	6,92	\$/ kg
Costo di esercizio ventilatori	21,28	24,69	19,81	18,61	\$/ kWth y
Costo d'investimento x CCR	8,72	10,20	8,09	7,57	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	30,00	34,89	27,90	26,18	\$/ kWth y

**Tabella 8.6: Analisi parametrica al variare del numero di passaggi, caso base miscela ad alta pressione.**

Come si può notare, a parità di condizioni lato aria vi è un incremento dei coefficienti di scambio aumentando il numero di passaggi, una riduzione della differenza di temperatura di scambio e un forte aumento delle perdite di carico lato miscela. Ciò si riflette sui costi di esercizio del compressore che logicamente alterano il costo specifico complessivo dell'impianto. Per effettuare una valutazione dei costi associati al lavoro del compressore della miscela sarebbe necessario avere informazioni sull'intero ciclo frigorifero, ma nel caso in questione ciò non è stato possibile, per cui ci si è limitati a valutare i costi d'investimento e quelli di ventilazione. Il costo specifico di investimento dell'impianto decresce all'aumentare del numero di passaggi e quello di esercizio dei ventilatori decresce anch'esso. L'indice di costo globale, riportato nel grafico di Figura 8.5, è decrescente, e si può stabilire il numero ottimale di passaggi da adottare in base alle perdite di carico lato miscela massime ammissibili; per 3 passaggi infatti si hanno 26,9 kPa di perdite di carico contro 71,3 kPa del caso a 4 passaggi. La scelta in questo senso andrà effettuata in base a quanto stringenti sono i vincoli sulle perdite di carico interne ammesse.

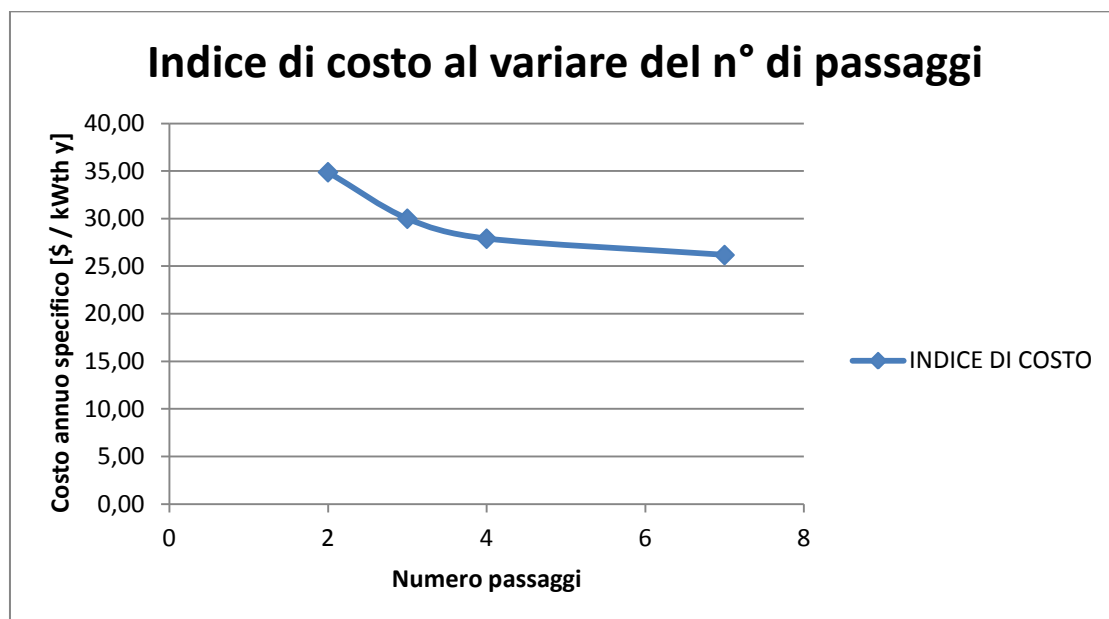


Figura 8.5: Andamento dell'indice di costo al variare del numero di passaggi, miscela ad alta pressione.

#### 8.4 Analisi parametrica al variare della velocità dell'aria sulla batteria – Miscela di idrocarburi ad alta pressione

Si è effettuata un'analisi parametrica al variare della velocità dell'aria sulla batteria, per il caso base. I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 8.7:

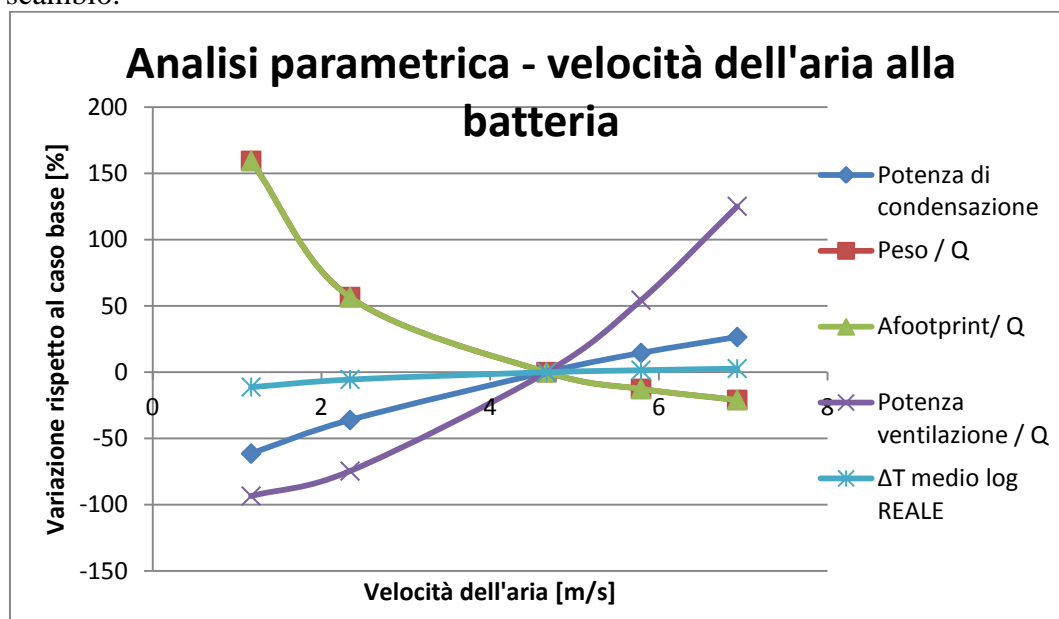
	MIX HP 1 bay	vel aria -75%	vel aria -50%	vel aria +25%	vel aria +50%	
Numero di bays	1	1	1	1	1	
Numero di bundles/bay	2	2	2	2	2	
Numero di bundles	2	2	2	2	2	
Numero passaggi	3	3	3	3	3	
Numero di fans/bay	2	2	2	2	2	
Portata di propano	16,7045	6,4	10,6	19	21	kg/s
Potenza di condensazione	3,4446	1,3281	2,1994	3,9423	4,3578	MW
Portata aria	301,8215	75,455	150,911	374	448	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	°C
Tout aria	34,85	40,98	37,96	33,96	33,18	°C
Numero ranghi	7	7	7	7	7	
Lunghezza tubi	10	10	10	10	10	
Ntubi per rango per bay	88	88	88	88	88	
Numero totale di tubi	616	616	616	616	616	

Larghezza	5,8928	5,8928	5,8928	5,8928	5,8928	m
Bare Tube Area	477,4	477,4	477,4	477,4	477,4	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	138,59	359,46	217,05	121,09	109,55	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	10419	10419	10419	10419	10419	m <sup>2</sup>
Peso	28955,70	28955,7	28955,7	28955,7	28955,7	kg
Peso / Q	8406,11	21802,35	13165,27	7344,87	6644,57	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	19,16	17,01	18,11	19,45	19,68	
h interno ASPEN	1039,4	521	742,5	1152,2	1244	W/m <sup>2</sup> K
h esterno ASPEN	671,4	253,7	423,5	773,2	868,6	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL DIRTY	380	165,5	257,2	427,1	468,4	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL CLEAN	399,4	169,1	266	451,9	498,3	W/m <sup>2</sup> K
Area scambio / A necess. DIRTY	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	
Area scambio / A necess. CLEAN	1,06	1,03	1,05	1,06	1,07	
$\Delta p$ lato mix	26934	6992	14598	3442	41293	Pa
$\Delta p$ lato aria	198	20	64	283	383	Pa
Vel propano in	3,61	1,39	2,31	4,13	4,57	m/s
Vel propano out	3,4	1,3	2,16	3,89	4,31	m/s
Vel aria in	8,59	2,15	4,29	10,64	12,75	m/s
Vel aria out	8,92	2,36	4,5	11,02	13,17	m/s
Diametro ventilatori	3,6536	3,6536	3,6536	3,6536	3,6536	m
Velocità dell'aria frontale	4,67	1,1675	2,34	5,79	6,93	m/s
A frontale	58,93	58,93	58,93	58,93	58,93	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	17,11	44,37	26,79	14,95	13,52	m <sup>2</sup> / MW
Volume interno / Q	0,55	1,43	0,86	0,48	0,44	m <sup>3</sup> / MW
Potenza all'albero del motore	91,616	2,306	14,832	161,75	260,95	kW
Potenza ventilazione / Q	2,660	0,174	0,674	4,103	5,988	%
Costo investimento totale / Q	58,14	150,80	91,06	50,80	45,96	\$ / kWth
Costo del lavoro /Q	26,59	68,96	41,64	23,23	21,02	\$ / kWth
Costo materiale x tubi / Q	20,21	52,41	31,65	17,66	15,97	\$ / kWth
Costo materiali x il resto /Q	8,72	22,62	13,66	7,62	6,89	\$ / kWth
Costo ventilatori /Q	2,63	6,81	4,11	2,30	2,08	\$ / kWth
Costo /superficie libera tubi	419,52	419,52	419,52	419,52	419,52	\$ / m <sup>2</sup>
Costo/peso	6,92	6,92	6,92	6,92	6,92	\$ / kg
Costo di esercizio ventilatori	21,28	1,39	5,39	32,82	47,90	\$ / kWth y
Costo d'investimento x CCR	8,72	22,62	13,66	7,62	6,89	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	30,00	24,01	19,05	40,44	54,80	\$ / kWth y



**Tabella 8.7: Analisi parametrica al variare della velocità dell'aria sulla batteria, caso base per miscela ad alta pressione.**

Come si può notare dal grafico di Figura 8.6, gli andamenti sono analoghi al caso a propano; si nota però in modo evidente come la variazione della velocità dell'aria sulla batteria abbia un effetto minimo sulla differenza di temperatura di scambio.



**Figura 8.6: Andamento delle grandezze d'interesse principali in funzione della variazione di velocità dell'aria alla batteria, miscela ad alta pressione.**

Per quanto riguarda i parametri economici, si può notare dal grafico di Figura 8.7 come la curva dell'indice di costo abbia un minimo nel caso della batteria con velocità ridotta del 50%. Il minimo di costo si colloca tra i 2-3 m/s di velocità dell'aria sulla batteria.

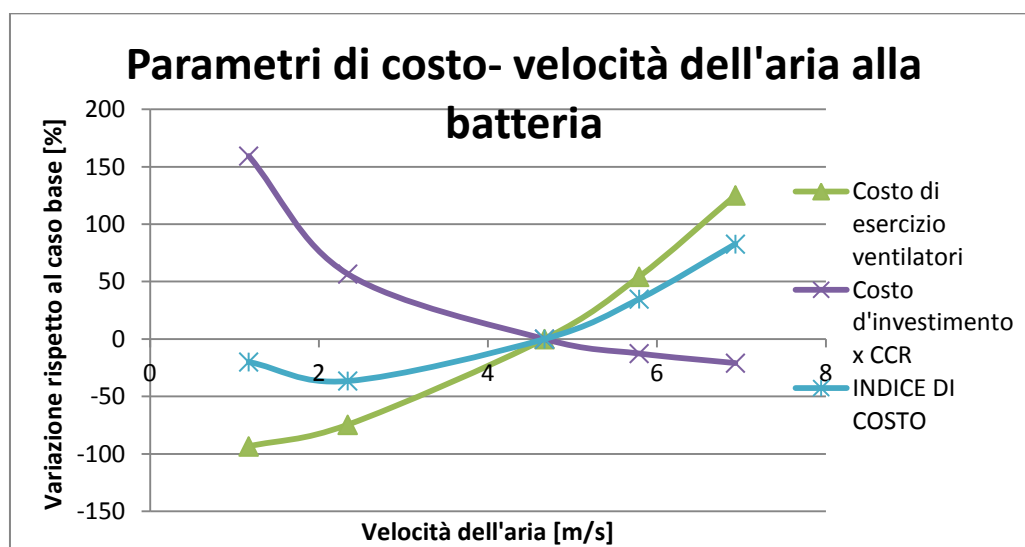


Figura 8.7: Andamento dei parametri di costo in funzione della variazione di velocità dell'aria alla batteria, miscela ad alta pressione.

### 8.5 Modifiche allo scambiatore dimensionato da Aspen: riduzione del numero di ranghi – Miscela di idrocarburi ad alta pressione

La prima delle variazioni valutate consiste nel ridurre il numero di ranghi a 5, facendo variare la portata di miscela (e quindi la potenza scambiata) per raggiungere il rapporto area di scambio su area necessaria uguale a 1, mantenendo le medesime condizioni di velocità dell'aria sulla batteria. Il confronto è stato completato con il caso di ottimo rilevato nell'analisi parametrica sulla velocità dell'aria. I risultati sono riportati in Tabella 8.8:

	MIX HP 1 bay	5 Ranghi HP	Diff %	MIX HP -50% v	Diff %	
Numero di bays	1	1		1		
Numero di bundles/bay	2	2		2		
Numero di bundles	2	2		2		
Numero passaggi	3	3		3		
Numero di fans/bay	2	2		2		
Portata di propano	16,7045	12,5		10,6		kg/s
Potenza di condensazione	3,4446	2,5937	-24,7024	2,1994	-36,1493	MW
Portata aria	301,8215	301,8215		150,911		kg/s
Tin aria	23,5	23,5		23,5		°C
Tout aria	34,85	32,03		37,96		°C

Numero ranghi	7	5		7		
Lunghezza tubi	10	10		10		
Ntubi per rango per bay	88	88		88		
Numero totale di tubi	616	440		616		
Larghezza	5,8928	5,8928		5,8928		m
Bare Tube Area	477,4	342,6		477,4		m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	138,59	132,08		217,05		m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	10419	7475,9		10419		m <sup>2</sup>
Peso	28955,70	20097,70		28955,7		kg
Peso / Q	8406,11	7748,66	-7,8211	13165,27	56,6154	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	19,16	20,11	4,9582	18,11	-5,4802	
h interno ASPEN	1039,4	1059,9	1,9723	742,5	-28,5646	W/m <sup>2</sup> K
h esterno ASPEN	671,4	668,8	-0,3873	423,5	-36,9228	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL DIRTY	380	381,9	0,5000	257,2	-32,3158	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL CLEAN	399,4	401,5	0,5258	266	-33,4001	W/m <sup>2</sup> K
Area scambio / A necess. DIRTY	1,01	1,01		1,01		
Area scambio / A necess. CLEAN	1,06	1,07		1,05		
$\Delta p$ lato mix	26,934	35,378	31,3507	14,598	-45,8008	kPa
$\Delta p$ lato aria	198	145	-26,7677	64	-67,6768	Pa
Vel propano in	3,61	4,08		2,31		m/s
Vel propano out	3,4	5,13		2,16		m/s
Vel aria in	8,59	8,55		4,29		m/s
Vel aria out	8,92	8,8		4,5		m/s
Diametro ventilatori	3,6536	3,6536		3,6536		m
Velocità dell'aria frontale	4,67	4,65	-0,4283	2,34	-49,8929	m/s
A frontale	58,93	58,93		58,93		m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	17,11	22,72	32,8064	26,79	56,6154	m <sup>2</sup> / MW
Volume interno / Q	0,55	0,52	-5,1383	0,86	56,6154	m <sup>3</sup> / MW
Potenza all'albero del motore	91,616	66,586		14,832		kW
Potenza ventilazione / Q	2,660	2,567	-3,4770	0,674	-74,6450	%
Costo investimento totale / Q	58,14	62,31		91,06		\$/ kWth
Costo del lavoro /Q	26,59	31,48		41,64		\$/ kWth
Costo materiale x tubi / Q	20,21	19,17		31,65		\$/ kWth
Costo materiali x il resto /Q	8,72	8,17		13,66		\$/ kWth
Costo ventilatori /Q	2,63	3,49		4,11		\$/ kWth
Costo /superficie libera tubi	419,52	471,76		419,52		\$/ m <sup>2</sup>

Costo/peso	6,92	8,04		6,92		\$ / kg
Costo di esercizio ventilatori	21,28	20,54	-3,4770	5,39	-74,6450	\$ / kWth y
Costo d'investimento x CCR	8,72	9,35	7,1747	13,66	56,6154	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	30,00	29,88	-0,3803	19,05	-36,4845	\$ / kWth y

**Tabella 8.8: Risultati del confronto tra la singola bay a 3 passaggi e 7 ranghi, la singola bay a 3 passaggi e numero di ranghi ridotto a 5 e la bay a 3 passaggi e 7 ranghi con velocità dell'aria ridotta del 50%.**

Eliminando 2 ranghi su 7 la potenza scambiata si riduce del 25%, mentre mantenendo costante il numero di ranghi e dimezzando la velocità dell'aria sulla batteria si ha una riduzione del 36%. Si ha un aumento del 31% delle perdite di carico lato interno riducendo il numero dei ranghi, mentre riducendo la velocità se ne ha una riduzione del 45,8%. Sul lato aria si ha una diminuzione delle perdite di carico lato aria del 26,8% per la bay a ranghi ridotti, che ha la stessa velocità sulla batteria della bay a 7 ranghi, mentre per la bay a velocità ridotte si ha una diminuzione del 67,7%. Si ha un incremento dell'area frontale specifica del 32,8% per la bay a ranghi ridotti, mentre questo aumento è più marcato riducendo le velocità, essendo del 56,6%. Il volume interno specifico si riduce del 5,5% a ranghi ridotti, mentre aumenta del 56,6% riducendo le velocità. Il costo per la ventilazione si riduce di un modesto 3,5% a ranghi ridotti, mentre riducendo le velocità si ha una diminuzione del 74,6%. il costo d'investimento attualizzato aumenta del 7,2% a ranghi ridotti, mentre aumenta del 56,6% a velocità ridotte; globalmente l'indice di costo si mantiene inalterato (-0,38%) a ranghi ridotti mentre a velocità ridotte la diminuzione è del 36,5%. Come in precedenza si è assunto un CCR pari a 0,15, un costo dell'energia elettrica di 0,10 \$ / kWh e un numero di ore di funzionamento annue pari a 8000 h/y. Si può affermare che la riduzione della velocità ha un grande impatto sui parametri di costo, mentre la riduzione del numero di ranghi va a incidere positivamente sulle grandezze peso specifico e volume interno specifico, mentre il caso dimensionato da Aspen resta la miglior scelta per quanto riguarda l'area frontale.

## **8.6 Modifiche allo scambiatore dimensionato da Aspen: variazione della lunghezza dei tubi (+50%) – Miscela di idrocarburi ad alta pressione**

Nella seconda analisi sono stati considerati tubi di lunghezza 15 metri, mantenendo il numero di ranghi a 7 e le stesse potenza e portata di propano della bay ottimizzata. Sono stati disposti 3 ventilatori per bay invece dei soliti due visto l'incremento di lunghezza dei tubi. Il diametro dei ventilatori è rimasto invariato rispetto ai casi precedenti.

	MIX HP 1 bay	Ltubi 15 metri	
Numero di bays	1	1	
Numero di bundles/bay	2	2	
Numero di bundles	2	2	
Numero passaggi	3	3	
Numero di fans/bay	2	3	
Portata di propano	16,7045	27,3000	kg/s
Potenza di condensazione	3,4446	5,6654	MW
Portata aria	301,8215	452	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	°C
Tout aria	34,85	35,93	°C
Numero ranghi	7	7	
Lunghezza tubi	10	15	
Ntubi per rango per bay	88	88	
Numero totale di tubi	616	616	
Larghezza	5,8928	5,8928	m
Bare Tube Area	477,4	719,6	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	138,59	127,01	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	10419	15702	m <sup>2</sup>
Peso	28955,70	37494,10	kg
Peso / Q	8406,11	6618,09	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	19,16	18,53	
h interno ASPEN	1039,4	1517,3	W/m <sup>2</sup> K
h esterno ASPEN	671,4	668,8	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL DIRTY	380	428,4	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL CLEAN	399,4	453,3	W/m <sup>2</sup> K
Area scambio / A necess. DIRTY	1,01	1,01	
Area scambio / A necess. CLEAN	1,06	1,07	
$\Delta p$ lato mix	26934	85728	Pa
$\Delta p$ lato aria	198	197	Pa
Vel propano in	3,61	5,94	m/s
Vel propano out	3,4	5,68	m/s
Vel aria in	8,59	8,54	m/s
Vel aria out	8,92	8,89	m/s
Diametro ventilatori	3,6536	3,6536	m

Velocità dell'aria frontale	4,67	4,64	m/s
A frontale	58,93	58,93	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	17,11	15,60	m <sup>2</sup> / MW
Volume interno / Q	0,55	0,50	m <sup>3</sup> / MW
Potenza all'albero del motore	91,616	136,605	kW
Potenza ventilazione / Q	2,660	2,411	%
Costo investimento totale / Q	58,14	46,65	\$ / kWth
Costo del lavoro /Q	26,59	20,20	\$ / kWth
Costo materiale x tubi / Q	20,21	18,43	\$ / kWth
Costo materiali x il resto /Q	8,72	5,64	\$ / kWth
Costo ventilatori /Q	2,63	2,39	\$ / kWth
Costo /superficie libera tubi	419,52	367,31	\$ / m <sup>2</sup>
Costo/peso	6,92	7,05	\$ / kg
Costo di esercizio ventilatori	21,28	19,29	\$ / kWth y
Costo d'investimento x CCR	8,72	7,00	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	30,00	26,29	\$ / kWth y

**Tabella 8.9: Risultati del confronto tra la singola bay del caso base e la singola bay del caso con lunghezza dei tubi pari a 15m.**

Anche in questo caso ad un incremento nella lunghezza dei tubi del 50% è seguito un incremento della portata d'aria del 50%, mantenendo costante la velocità dell'aria sulla batteria. Ciò è stato ottenuto aggiungendo un terzo ventilatore alla bay. L'aumento di potenza ottenuto è del 118,4%, con una diminuzione nella differenza di temperatura di scambio dell'8%. Ma l'allungamento dei tubi causa anche un notevole incremento delle perdite di carico interne, che aumentano del 142,3% arrivando a 85,7 kPa, il doppio del consentito. Le perdite lato aria aumentano del 35%. I vantaggi ottenuti consistono nella riduzione dell'area frontale dell'8,8 % e del volume interno del 9%, nella riduzione del costo di esercizio dei ventilatori del 6%, del costo di investimento del 25% e in una riduzione dell'indice globale di costo del 12%.

### **8.7 Dimensionamento in Aspen di scambiatore a geometria Hudson alimentato con miscela di idrocarburi a bassa pressione**

È stato effettuato analogamente al caso ad alta pressione un dimensionamento di scambiatore di calore ad aria alimentato da una miscela a bassa pressione con composizione riportata in tabella 8.10:

	LP Compressor % molare
Azoto	7,9776
Metano	25,7839
Etilene	37,8932
Etano	0,2527
Propilene	0,0267
Propano	1,673
Isobutano	20,7223
Butano	4,7475
Buteni	0,7913
Isopentano	0,1319

**Tabella 8.10: composizione della miscela di idrocarburi a bassa pressione.**

I dati per questo caso a bassa pressione sono riportati in tabella 8.11:

	BASSA PRESSIONE	
Fluido	Mix Refrigerant	
Portata	257.593,00	kg/h
T in	117,16	°C
T out	36	°C
P in	20,52	Bar abs
DP	0,5	Bar
x in	100,00	% peso
x out	93,34	% peso
Fattore di sporcamento	0,0001	m <sup>2</sup> .°C/W
Potenza scambiata	12.981,00	kW
temperatura ingresso aria	23,5	°C

**Tabella 8.11: dati del problema a bassa pressione**

Il dimensionamento ottimizzato da Aspen ha fornito i seguenti risultati per il caso a bassa pressione, riportati in tabella 8.12:

	ASPEN MIX LP	ASPEN MIX LP 1 bay	
Numero di bays	3	1	
Numero di bundles/bay	2	2	

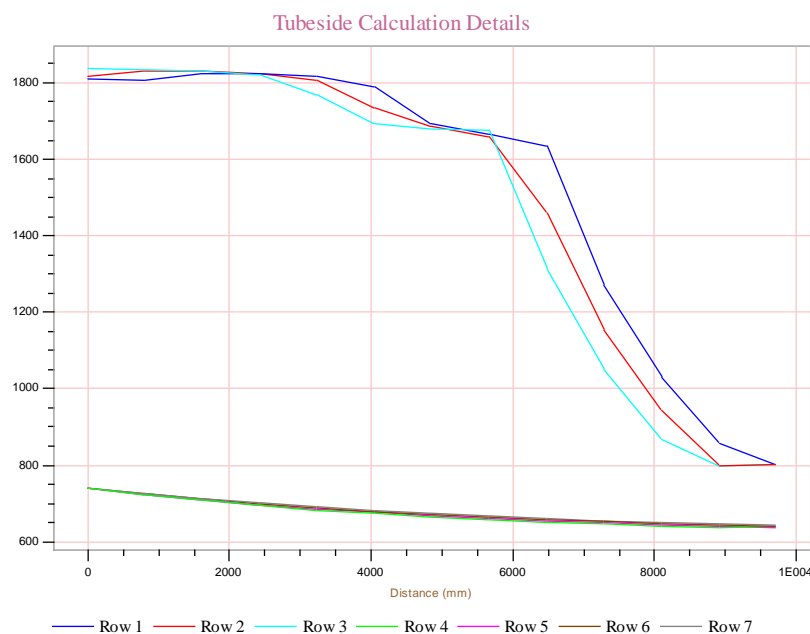
Numero di bundles	6	2	
Numero passaggi	2	2	
Numero di fans/bay	2	2	
Portata di miscela	71,5536	24,0000	kg/s
Potenza di condensazione	12,9517	4,3451	MW
Portata aria	772,3915	257,4638	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	°C
Tout aria	40,15	40,25	°C
Numero ranghi	7	7	
Lunghezza tubi	10	10	
Ntubi per rango per bay	80	80	
Numero totale di tubi	1680	560	
Larghezza	16,1544	5,3848	m
Bare Tube Area	1303,2	436,2	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	100.62	100.38	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	28444,8	9520,6	m <sup>2</sup>
Peso	64412,9	23203,30	kg
Peso / Q	4973,32	5340,11	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	28,11	28,05	
h interno ASPEN	922,4	926,7	W/m <sup>2</sup> K
h esterno ASPEN	643,7	641,9	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL DIRTY	354,9	355	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL CLEAN	371,8	371,9	W/m <sup>2</sup> K
Area scambio / A necess. DIRTY	1	1	
Area scambio / A necess. CLEAN	1,05	1,03	
$\Delta p$ lato mix	37,914	38,329	kPa
$\Delta p$ lato aria	176	175	Pa
Vel mix in	10,82	10,89	m/s
Vel mix out	10,33	10,4	m/s
Vel aria in	8,05	8,02	m/s
Vel aria out	8,5	8,47	m/s
Diametro ventilatori	3,6576	3,6576	m
Velocità dell'aria frontale	4,38	4,36	m/s
A frontale	161,54	53,85	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	12,47	12,39	m <sup>2</sup> / MW
Volume interno / Q	0,40	0,40	m <sup>3</sup> / MW
Potenza all'albero del motore	212,238	70,342	kW



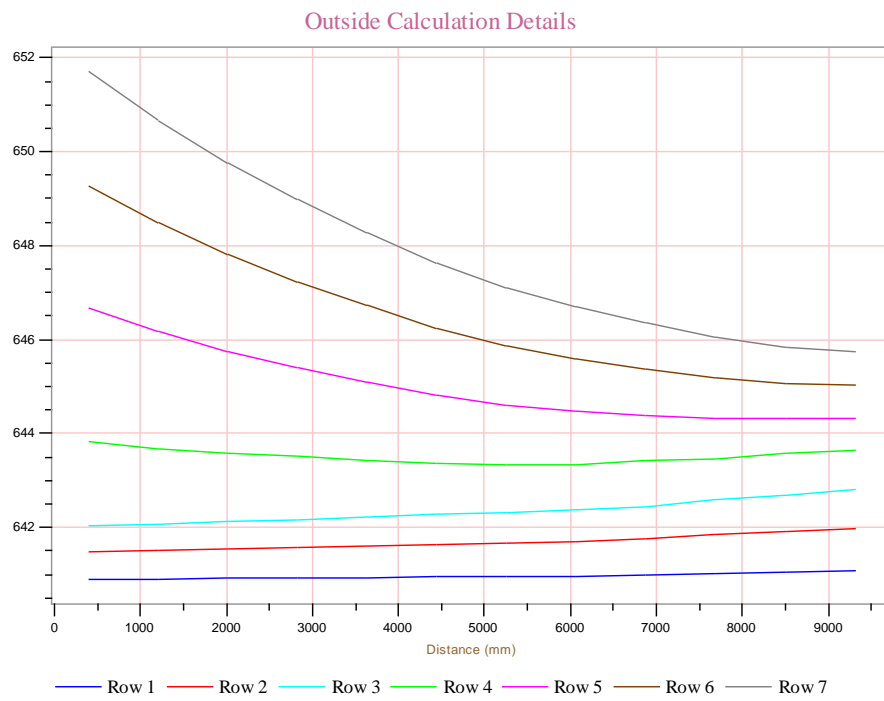
Potenza ventilazione / Q	1,639	1,619	%
Costo totale	38,65	40,27	\$ / kWth
Costo del lavoro	18,92	19,08	\$ / kWth
Costo materiale x tubi	14,66	14,56	\$ / kWth
Costo materiali x il resto	2,98	4,54	\$ / kWth
Costo ventilatori	2,10	2,08	\$ / kWth
Costo /superficie libera tubi	384,09	401,12	\$ / m <sup>2</sup>
Costo/peso	7,77	7,54	\$ / kg
Costo di esercizio ventilatori	13,11	12,95	\$ / kWth y
Costo d'investimento x CCR	5,80	6,04	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	18,91	18,99	\$ / kWth y

**Tabella 8.12: Risultati dimensionamento Aspen di scambiatore alimentato con miscela a bassa pressione, per scambiatore completo e per singola bay.**

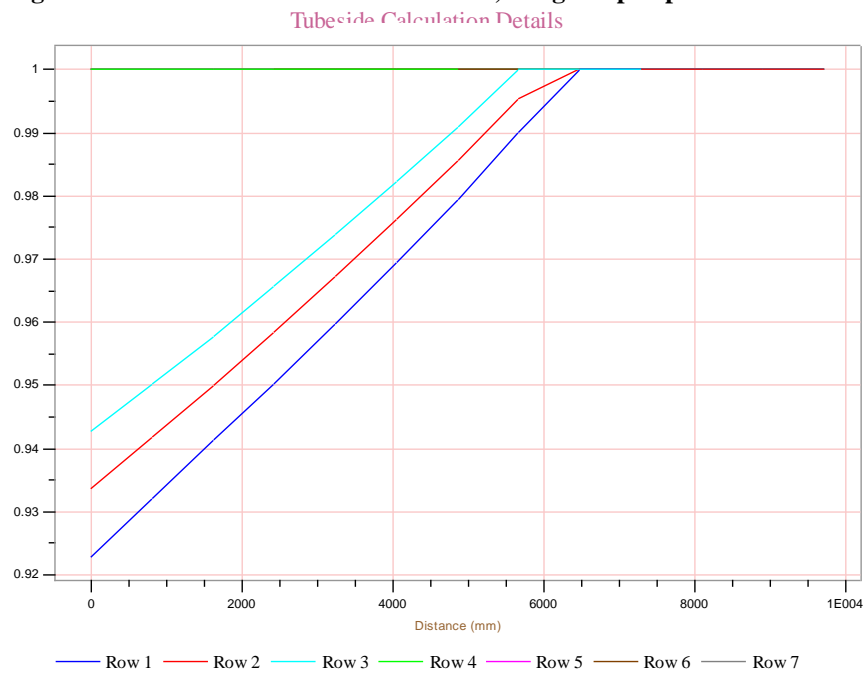
In questo caso si può osservare come si abbia scambio con solo vapore nei ranghi da 4 a 7, mentre nei restanti tre si ha scambio bifase, come mostrato dai coefficienti di scambio interni e come evidenziato chiaramente dal diagramma del titolo di vapore. Quando il fluido rientra nel secondo passaggio i coefficienti sono passati da valori compresi tra 800 e 600 W/m<sup>2</sup>K a 1800 W/m<sup>2</sup>K. I coefficienti di scambio termico esterno si attestano invece su valori compresi tra i 641 e i 652 W/m<sup>2</sup>K.



**Figura 8.8: Coefficiente di scambio interno, design Aspen per miscela LP.**



**Figura 8.9: Coefficiente di scambio esterno, design Aspen per miscela LP.**



**Figura 8.10: Titolo di vapore, design Aspen per miscela LP.**

Tubeside Calculation Details

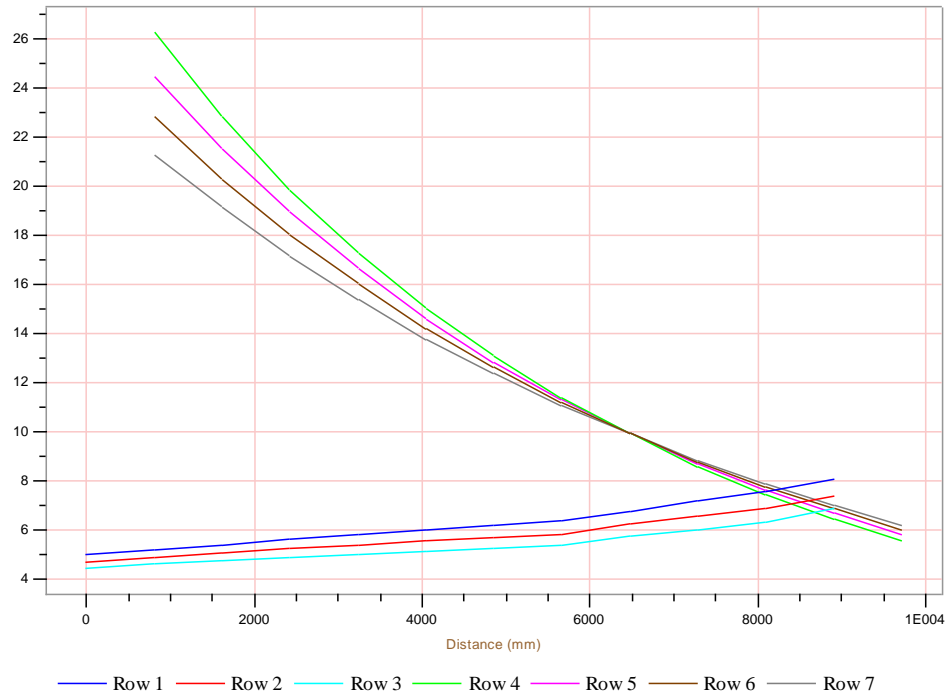


Figura 8.11: Flusso termico areico, design Aspen per miscela LP.

Tube In Details

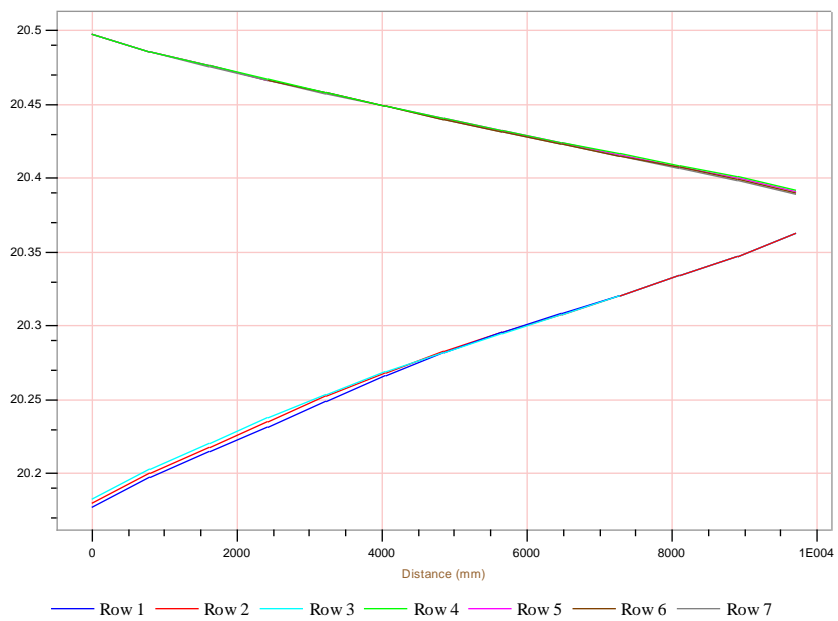


Figura 8.12: Perdite di carico lato interno, design Aspen per miscela LP.

I valori riportati per la singola bay sono leggermente diversi da quelli per lo scambiatore completo, poiché è stata aggiustata la portata di miscela per avere il rapporto delle aree pari a uno.

## 8.8 Analisi parametrica al variare del numero di passaggi – Miscela di idrocarburi a bassa pressione

In modo analogo al caso a propano è stata effettuata un'analisi parametrica al variare del numero di passaggi sul caso base. I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 8.13:

	ASPEN MIX LP 1 bay	1 passaggio	3 passaggi	4 passaggi	
Numero di bays	1	1	1	1	
Numero di bundles/bay	2	2	2	2	
Numero di bundles	2	2	2	2	
Numero passaggi	2	1	3	4	
Numero di fans/bay	2	2	2	2	
Portata di propano	24,0000	17,4	26,2	26,4	kg/s
Potenza di condensazione	4,3451	3,1512	4,7415	4,7787	MW
Portata aria	257,4638	257,4638	257,4638	257,4638	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	23,5	23,5	°C
Tout aria	40,25	35,64	41,79	41,92	°C
Numero ranghi	7	7	7	7	
Lunghezza tubi	10	10	10	10	
Ntubi per rango per bay	80	80	80	80	
Numero totale di tubi	560	560	560	560	
Larghezza	5,3848	5,3848	5,3848	5,3848	m
Bare Tube Area	436,2	436,2	436,2	436,2	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	100,38	138,42	91,99	91,28	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	9520,6	9520,6	9520,6	9520,6	m <sup>2</sup>
Peso	23203,30	23139,2	23203,3	23203,3	kg
Peso / Q	5340,11	7342,98	4893,66	4855,57	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	28,05	27,86	27,12	25,46	
h interno ASPEN	926,7	473,9	1329,6	1682,6	W/m <sup>2</sup> K
h esterno ASPEN	641,9	639,4	642	641,8	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL DIRTY	355	259,4	401,6	428,7	W/m <sup>2</sup> K

h OVERALL CLEAN	371,9	268,30	423,40	453,6	W/m <sup>2</sup> K
Area scambio / A necess. DIRTY	1	1	1	1	
Area scambio / A necess. CLEAN	1,03	1,03	1,06	1,05	
$\Delta p$ lato mix	38329	9001	141907	425412	Pa
$\Delta p$ lato aria	175	175	176	175	Pa
Vel propano in	10,89	4,51	15,85	23,96	m/s
Vel propano out	10,4	3,18	18,21	44,81	m/s
Vel aria in	8,02	8,02	8,02	8,02	m/s
Vel aria out	8,47	8,35	8,51	8,52	m/s
Diametro ventilatori	3,6576	3,6576	3,6576	3,6576	m
Velocità dell'aria frontale	4,36	4,36	4,36	4,36	m/s
A frontale	53,85	53,85	53,85	53,85	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	12,39	17,09	11,36	11,27	m <sup>2</sup> / MW
Volume interno / Q	0,40	0,55	0,36	0,36	m <sup>3</sup> / MW
Potenza all'albero del motore	70,342	68,95	70,772	70,732	kW
Potenza ventilazione / Q	1,619	2,188	1,493	1,480	%
Costo totale	40,27	55,52	36,90	36,61	\$ / kWth
Costo del lavoro	19,08	26,31	17,49	17,35	\$ / kWth
Costo materiale x tubi	14,56	20,08	13,35	13,24	\$ / kWth
Costo materiali x il resto	4,54	6,26	4,16	4,13	\$ / kWth
Costo ventilatori	2,08	2,87	1,91	1,89	\$ / kWth
Costo /superficie libera tubi	401,12	401,12	401,12	401,12	\$ / m <sup>2</sup>
Costo/peso	7,54	7,56	7,54	7,54	\$ / kg
Costo di esercizio ventilatori	12,95	17,50	11,94	11,84	\$ / kWth y
Costo d'investimento x CCR	6,04	8,33	5,54	5,49	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	18,99	25,83	17,48	17,33	\$ / kWth y

**Tabella 8.13: Analisi parametrica al variare del numero di passaggi, caso base miscela a bassa pressione.**

Come si può notare, a parità di condizioni lato aria vi è un incremento dei coefficienti di scambio aumentando il numero di passaggi, una riduzione della differenza di temperatura di scambio e un forte aumento delle perdite di carico lato miscela. Ciò si riflette sui costi di esercizio del compressore che logicamente alterano il costo specifico complessivo dell'impianto. Per effettuare una valutazione dei costi associati al lavoro del compressore della miscela sarebbe necessario avere informazioni sull'intero ciclo frigorifero, ma nel caso in questione ciò non è stato possibile, per cui ci si è limitati a valutare i costi d'investimento e quelli di ventilazione. Il costo specifico di investimento dell'impianto decresce all'aumentare del numero di passaggi e quello di

esercizio dei ventilatori decresce anch'esso. L'indice di costo globale così valutato è decrescente, e si può stabilire il numero ottimale di passaggi da adottare in base alle perdite di carico lato miscela massime ammissibili; per 2 passaggi infatti si hanno 38,3 kPa di perdite di carico, che sono già al limite dei 40 kPa di perdite di carico interne ammissibili. Questo andamento è riportato in Figura 8.13:

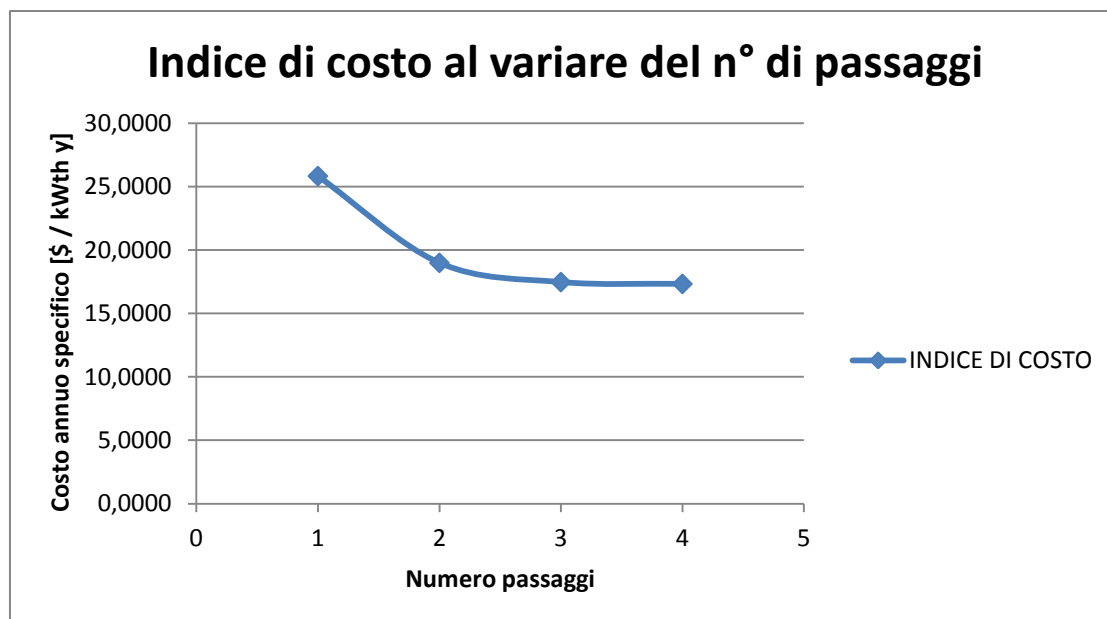


Figura 8.13: Andamento dell'indice di costo al variare del numero di passaggi, miscela ad pressione.

## 8.9 Analisi parametrica al variare della velocità dell'aria sulla batteria – Miscela di idrocarburi a bassa pressione

Si è effettuata un'analisi parametrica al variare della velocità dell'aria sulla batteria, per il caso base. I risultati ottenuti sono riportati in tabella 8.14:

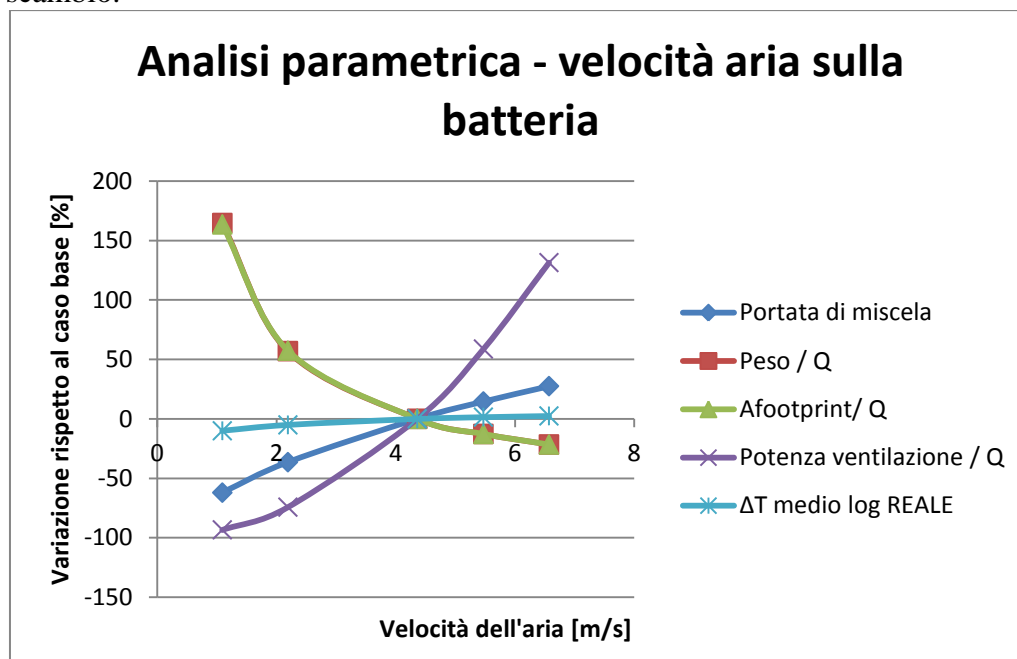
	MIX LP 1 bay	vel aria -75%	vel aria -50%	vel aria +25%	vel aria +50%	
Numero di bays	1	1	1	1	1	
Numero di bundles/bay	2	2	2	2	2	
Numero di bundles	2	2	2	2	2	
Numero passaggi	2	2	2	2	2	
Numero di fans/bay	2	2	2	2	2	
Portata di propano	24,0000	9,123	15,25	27,5	30,6	kg/s

Potenza di condensazione	4,3451	1,649	2,7611	4,9783	5,5403	MW
Portata aria	257,4638	64,37	129	323	#RIF!	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	°C
Tout aria	40,25	48,92	44,75	38,8	37,68	°C
Numero ranghi	7	7	7	7	7	
Lunghezza tubi	10	10	10	10	10	
Ntubi per rango per bay	80	80	80	80	80	
Numero totale di tubi	560	560	560	560	560	
Larghezza	5,3848	5,3848	5,3848	5,3848	5,3848	m
Bare Tube Area	436,2	436,2	436,2	436,2	436,2	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area/Q	100,38	264,52	157,98	87,62	78,73	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	9520,6	9520,6	9520,6	9520,6	9520,6	m <sup>2</sup>
Peso	23203,30	23303,3	23139,2	23203,3	23203,3	kg
Peso / Q	5340,11	14131,78	8380,43	4660,89	4188,09	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	28,05	25,23	26,62	28,46	28,74	
h interno ASPEN	926,7	427,2	641,2	1037,9	1134,5	W/m <sup>2</sup> K
h esterno ASPEN	641,9	240,7	404	745,9	840	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL DIRTY	355	149,8	237,2	402,5	444	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL CLEAN	371,9	152,7	244,7	424,4	470,8	W/m <sup>2</sup> K
Area scambio / A necess. DIRTY	1	1	1	1	1	
Area scambio / A necess. CLEAN	1,03	1,02	1,03	1,06	1,07	
$\Delta p$ lato mix	38329	9542	19694	49729	61068	Pa
$\Delta p$ lato aria	175	17	56	256	346	Pa
Vel propano in	10,89	4,14	6,92	12,48	13,88	m/s
Vel propano out	10,4	3,9	6,55	11,98	13,43	m/s
Vel aria in	8,02	2	4,02	10,06	12,08	m/s
Vel aria out	8,47	2,18	4,47	10,58	12,66	m/s
Diametro ventilatori	3,6576	3,6576	3,6576	3,6576	3,6576	m
Velocità dell'aria frontale	4,36	1,09	2,19	5,47	6,57	m/s
A frontale	53,85	53,85	53,85	53,85	53,85	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	12,39	32,65	19,50	10,82	9,72	m <sup>2</sup> / MW
Volume interno / Q	0,40	1,05	0,63	0,35	0,31	m <sup>3</sup> / MW
Potenza all'albero del motore	70,342	1,78	11,508	127,938	207,524	kW
Potenza ventilazione / Q	1,619	0,108	0,417	2,570	3,746	%
Costo totale	40,27	106,11	63,37	35,15	31,58	\$/ kWth
Costo del lavoro	19,08	50,28	30,03	16,65	14,96	\$/ kWth
Costo materiale x tubi	14,56	38,37	22,92	12,71	11,42	\$/ kWth

Costo materiali x il resto	4,54	11,97	7,15	3,96	3,56	\$ / kWth
Costo ventilatori	2,08	5,49	3,28	1,82	1,63	\$ / kWth
Costo /superficie libera tubi	401,12	401,12	401,12	401,12	401,12	\$ / m <sup>2</sup>
Costo/peso	7,54	7,51	7,56	7,54	7,54	\$ / kg
Costo di esercizio ventilatori	12,95	0,86	3,33	20,56	29,97	\$ / kWth y
Costo d'investimento x CCR	6,04	15,92	9,51	5,27	4,74	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	18,99	16,78	12,84	25,83	34,70	\$ / kWth y

**Tabella 8.14: Analisi parametrica al variare della velocità dell'aria sulla batteria, caso base per miscela a bassa pressione.**

Come si può notare dal grafico di figura 8.14, gli andamenti sono analoghi al caso a propano; si nota però in modo evidente come la variazione della velocità dell'aria sulla batteria abbia un effetto minimo sulla differenza di temperatura di scambio.



**Figura 8.14: Andamento delle grandezze d'interesse principali in funzione della variazione di velocità dell'aria alla batteria, miscela a bassa pressione.**

Per quanto riguarda i parametri economici, si nota in Figura 8.15 la presenza di un minimo dell'indice di costo nel caso della bay con velocità dell'aria sulla batteria ridotta del 50%; in particolare il minimo si colloca in prossimità del valore di velocità dell'aria sulla batteria di 2 m/s.



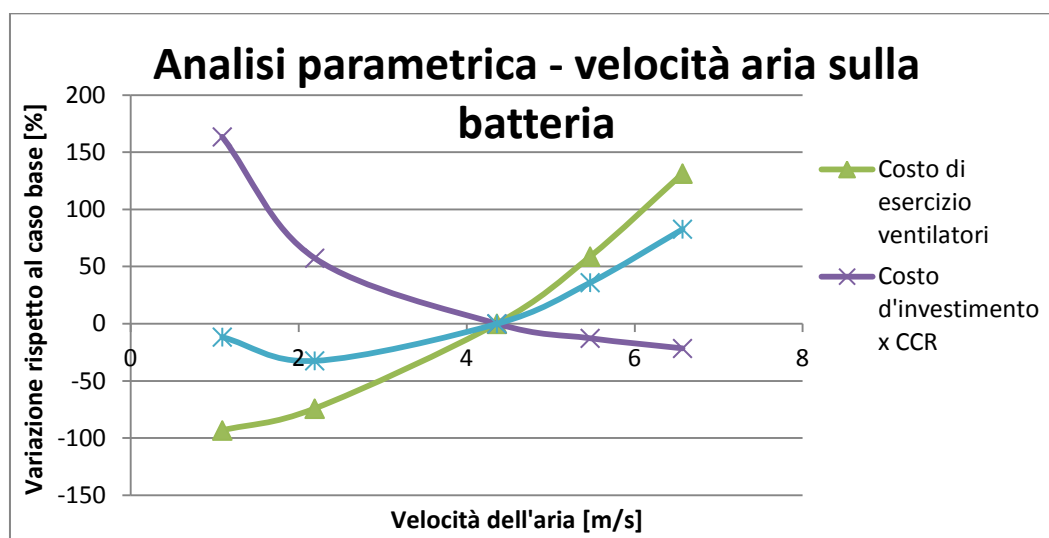


Figura 8.15: Andamento dei parametri di costo in funzione della variazione di velocità dell'aria alla batteria, miscela a bassa pressione.

### 8.10 Modifiche allo scambiatore dimensionato da Aspen: riduzione del numero di ranghi – Miscela di idrocarburi a bassa pressione

Come in precedenza si è ridotto il numero di ranghi a 5, facendo variare la portata di miscela (e quindi la potenza scambiata) per raggiungere il rapporto area di scambio su area necessaria uguale a 1. I risultati sono riportati in Tabella 8.15:

	MIX LP 1 bay	N° Ranghi 5	Diff %	MIX LP -50% v	Diff %	
Numero di bays	1	1		1		
Numero di bundles/bay	2	2		2		
Numero di bundles	2	2		2		
Numero passaggi	2	2		2		
Numero di fans/bay	2	2		2		
Portata di propano	24	18,2		15,25		kg/s
Potenza di condensazione	4,3451	3,3306	-23,3	2,7611	-36,5	MW
Portata aria	257,4638	259,5000		129		kg/s
Tin aria	23,5	23,5		23,5		°C
Tout aria	40,25	36,24		44,75		°C
Numero ranghi	7	5		7		

Lunghezza tubi	10	10		10		
Ntubi per rango per bay	80	80		80		
Numero totale di tubi	560	400		560		
Larghezza	5,3848	5,3848		5,3848		m
Bare Tube Area	436,2	436,2		436,2		m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	100,38	130,97		157,98		m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	9520,6	9520,6		9520,6		m <sup>2</sup>
Peso	23203,30	16277,60		23139,2		kg
Peso / Q	5340,11	4887,29	-8,5	8380,43	56,9	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	28,05	29,46	5,0	26,62	-5,1	
h interno ASPEN	926,7	964,5		641,2		W/m <sup>2</sup> K
h esterno ASPEN	641,9	643,3		404		W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL DIRTY	355	360,8		237,2		W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL CLEAN	371,9	378,3		244,7		W/m <sup>2</sup> K
Area scambio / A necess. DIRTY	1	1		1		
Area scambio / A necess. CLEAN	1,03	1,05		1,03		
$\Delta p$ lato mix	38,329	43,854	14,4	19,694	-48,6	kPa
$\Delta p$ lato aria	175	130	-25,7	56	-68,0	Pa
Vel propano in	10,89	11,13		6,92		m/s
Vel propano out	10,4	11,99		6,55		m/s
Vel aria in	8,02	8,06		4,02		m/s
Vel aria out	8,47	8,4		4,47		m/s
Diametro ventilatori	3,6576	3,6576		3,6576		m
Velocità dell'aria frontale	4,36	4,38		2,19		m/s
A frontale	53,85	53,85		53,85		m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	12,39	16,17	30,5	19,50	57,4	m <sup>2</sup> / MW
Volume interno / Q	0,40	0,37	-7,5	0,63	57,5	m <sup>3</sup> / MW
Potenza all'albero del motore	70,342	51,802		11,508		kW
Potenza ventilazione / Q	1,619	1,555	-3,9	0,417	-74,3	%
Costo totale	40,27	42,93		63,37		\$ / kWth
Costo del lavoro	19,08	22,28		30,03		\$ / kWth
Costo materiale x tubi	14,56	13,57		22,92		\$ / kWth
Costo materiali x il resto	4,54	4,36		7,15		\$ / kWth
Costo ventilatori	2,08	2,72		3,28		\$ / kWth
Costo /superficie libera tubi	401,12	327,81		401,12		\$ / m <sup>2</sup>
Costo/peso	7,54	8,78		7,56		\$ / kg

Costo di esercizio ventilatori	12,95	12,44	-3,9	3,33	-74,3	\$ / kWth y
Costo d'investimento x CCR	6,04	6,44	6,6	9,51	57,4	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	18,99	18,88	-0,6	12,84	-32,4	\$ / kWth y

**Tabella 8.15: confronto tra singola bay dimensionata da Aspen a 7 ranghi e 2 passaggi, singola bay con 5 ranghi e 2 passaggi e singola bay con 7 ranghi e 2 passaggi ma velocità dell'aria sulla batteria ridotta del 50%, per bassa pressione.**

La riduzione del numero di ranghi comporta una riduzione della potenza di condensazione del 23% a pari condizioni lato aria, mentre riducendo la velocità dell'aria sulla batteria la diminuzione è più sensibile e pari al 36,5%. L'area frontale aumenta del 30% con ranghi ridotti e aumenta del 57% con velocità ridotte; diminuisce il volume interno del 7,5 % a ranghi ridotti mentre aumenta sempre del 57% per velocità ridotte. Il peso specifico si riduce dell'8% per ranghi ridotti mentre aumenta del 57% per velocità ridotte. Si ha un aumento delle perdite di carico interne del 14,4% per ranghi ridotti, mentre diminuiscono del 48,6% riducendo le velocità. Di conseguenza la spesa per la ventilazione specifica scende soltanto del 3,9% per ranghi ridotti, contro una diminuzione del 74,3% riducendo le velocità. Il costo d'investimento attualizzato specifico aumenta del 6,6% a ranghi ridotti e del 57,4% a velocità ridotte; l'indice di costo rimane invariato (-0,6%) a ranghi ridotti mentre diminuisce del 32,4% a velocità ridotte. Analogamente a quanto verificato in precedenza per il caso ad alta pressione la riduzione dei ranghi è una soluzione efficace per ridurre superfici occupate, volumi e pesi mantenendo praticamente gli stessi costi del caso dimensionato da Aspen. La riduzione della velocità sulla batteria invece permette di ridurre sensibilmente i costi a patto di accettare maggiori ingombri e pesi. Anche in questo caso il discriminante sarà la priorità da dare alla riduzione dei costi o degli ingombri e pesi.

### **8.11 Modifiche allo scambiatore dimensionato da Aspen: variazione della lunghezza dei tubi (+50%) – Miscela di idrocarburi a bassa pressione**

Sono stati allungati i tubi dello scambiatore di base, mantenendo il numero di ranghi a 7 e le stesse condizioni lato aria della bay dimensionata da Aspen. Come già operato in precedenza, sono stati disposti 3 ventilatori per bay invece dei consueti 2 per mantenere invariata la velocità dell'aria sulla batteria di scambio. I risultati sono riportati in Tabella 8.16:

	ASPEN MIX LP 1 bay	Ltubi 15 metri	
Numero di bays	1	1	

Numero di bundles/bay	2	2	
Numero di bundles	2	2	
Numero passaggi	2	2	
Numero di fans/bay	2	3	
Portata di propano	24,0000	39,0000	kg/s
Potenza di condensazione	4,3451	7,0613	MW
Portata aria	257,4638	388,8	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	°C
Tout aria	40,25	41,54	°C
Numero ranghi	7	7	
Lunghezza tubi	10	15	
Ntubi per rango per bay	80	80	
Numero totale di tubi	560	560	
Larghezza	5,3848	5,3848	m
Bare Tube Area	436,2	656,4	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	100,38	92,95	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	9520,6	14323,3	m <sup>2</sup>
Peso	23203,30	31122,80	kg
Peso / Q	5340,11	4407,52	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	28,05	26,64	
h interno ASPEN	926,7	1346	W/m <sup>2</sup> K
h esterno ASPEN	641,9	643,8	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL DIRTY	355	403,8	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL CLEAN	371,9	425,8	W/m <sup>2</sup> K
Area scambio / A necess. DIRTY	1	1	
Area scambio / A necess. CLEAN	1,03	1,05	
$\Delta p$ lato mix	38329	129634	Pa
$\Delta p$ lato aria	175	177	Pa
Vel propano in	10,89	17,69	m/s
Vel propano out	10,4	17,92	m/s
Vel aria in	8,02	8,05	m/s
Vel aria out	8,47	8,28	m/s
Diametro ventilatori	3,6576	3,6576	m
Velocità dell'aria frontale	4,36	4,38	m/s
A frontale	53,85	80,77	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	12,39	11,44	m <sup>2</sup> / MW
Volume interno / Q	0,40	0,37	m <sup>3</sup> / MW

Potenza all'albero del motore	70,342	107,532	kW
Potenza ventilazione / Q	1,619	1,523	%
Costo totale	40,27	33,10	\$ / kWth
Costo del lavoro	19,08	14,70	\$ / kWth
Costo materiale x tubi	14,56	13,44	\$ / kWth
Costo materiali x il resto	4,54	3,04	\$ / kWth
Costo ventilatori	2,08	1,92	\$ / kWth
Costo /superficie libera tubi	401,12	356,09	\$ / m <sup>2</sup>
Costo/peso	7,54	7,51	\$ / kg
Costo di esercizio ventilatori	12,95	12,18	\$ / kWth y
Costo d'investimento x CCR	6,04	4,97	\$ / kWth y
INDICE DI COSTO	18,99	17,15	\$ / kWth y

**Tabella 8.16: Confronto tra singola bay del caso base e singola bay con medesima geometria ma tubi lunghi 15 metri.**

L'aumento del 50% della portata d'aria tramite l'aggiunta di un terzo ventilatore permette di ottenere una potenza di condensazione maggiore del 62% rispetto al caso base, con una diminuzione di 1,4°C della differenza di temperatura di scambio; si ha un netto aumento del coefficiente di scambio interno (+45%), ma questo è compensato dal coefficiente esterno che rimane identico a prima, per cui il coefficiente globale aumenta del 13,7% nel caso con sporcamento e del 14,5% nel caso senza sporcamento. Le maggiori velocità di ingresso del propano necessarie comportano un grande aumento delle perdite di carico interne: si raggiungono i 129,6 kPa, più di tre volte il massimo consentito di 40 kPa, con un incremento rispetto al caso base del 238%. Il peso specifico alla potenza diminuisce del 17,5%, mentre il volume interno specifico e l'area frontale specifica diminuiscono del 7,5%. Il costo di esercizio dei ventilatori si riduce del 5,9%, quello di investimento attualizzato si riduce del 17,8% mentre l'indice di costo globale si riduce del 9,7%.

## **8.12 Confronto tra proprietà della miscela date e proprietà calcolate da Aspen con metodo RKSHV2 per il caso a bassa pressione**

Si è verificata la consistenza della scelta del metodo RKSHV2 confrontando due rating, uno effettuato con le proprietà fornite da questo modello alle temperature e pressioni considerate nel caso di bassa pressione, e il secondo con le proprietà date immesse manualmente in Aspen, per il caso a bassa pressione. Le proprietà della miscela di idrocarburi, riportate in Tabella 8.17 e Tabella 8.18, sono state fornite lungo due isobare, a 20,52 e 20,02 bar: per questo motivo non è stato

possibile effettuare un confronto anche sul caso ad alta pressione, per il quale sarebbero necessarie le proprietà lungo le isobare a 43,8 e 43,21 bar.

T	Liq. dens	Liq. cp	Liq. visc	Liq. k	Liq. Tens. Sup.	Liq. Massa Molare	Entalpia specifica	Titolo di vapore	Vap. dens	Vap. cp	Vap. visc	Vap. k	Vap. Massa Molare
[°C]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[kJ/kgK]	[cp]	[W/mK]	[dynes/cm]		[kJ/kg]		[kg/m <sup>3</sup> ]	[kJ/kgK]	[cp]	[W/mK]	
30	520,88	2,651	0,13	0,0834	7,9	52,152	-1142,4	0,84833	29,09	1,914	0,0115	0,0255	33,17
34,5	516,74	2,685	0,126	0,0823	7,6	52,152	-1112,6	0,92138	29,71	1,932	0,0116	0,0257	33,17
39							-1081,5	1	30,32	1,951	0,0116	0,0257	33,17
43,5							-1072,8	1	29,65	1,954	0,0118	0,0262	33,17
48							-1063,9	1	29,02	1,959	0,0119	0,0267	33,17
52,5							-1055,1	1	28,42	1,964	0,0121	0,0271	33,17
57							-1046,3	1	27,86	1,97	0,0122	0,0276	33,17
61,5							-1037,4	1	27,32	1,977	0,0123	0,0281	33,17
66							-1028,5	1	26,8	1,985	0,0125	0,0285	33,17
70,5							-1019,5	1	26,31	1,993	0,0126	0,029	33,17
75							-1010,5	1	25,85	2,002	0,0128	0,0295	33,17
79,5							-1001,5	1	25,4	2,011	0,0129	0,03	33,17
84							-992,4	1	24,97	2,021	0,013	0,0305	33,17
88,5							-983,3	1	24,56	2,031	0,0132	0,031	33,17
93							-974,2	1	24,16	2,042	0,0133	0,0315	33,17
97,5							-964,9	1	23,78	2,053	0,0135	0,032	33,17
102							-955,7	1	23,41	2,064	0,0136	0,0325	33,17
106,5							-946,4	1	23,06	2,075	0,0138	0,033	33,17
111							-937	1	22,72	2,087	0,0139	0,0335	33,17
115,5							-927,6	1	22,39	2,099	0,014	0,034	33,17
120							-918,1	1	22,07	2,111	0,0142	0,0346	33,17

Tabella 8.17: Proprietà date per la miscela di idrocarburi lungo l'isobara a 20,52 bar

T	Liq. Dens	Liq. cp	Liq. visc	Liq. k	Liq. Tens. Sup.	Liq. Massa molare	Entalpia specifica	Titolo di vapore	Vap. dens	Vap. cp	Vap. visc	Vap. k	Vap. Massa molare
[°C]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[kJ/kgK]	[cp]	[W/mK]	[dynes/cm]		[kJ/kg]		[kg/m <sup>3</sup> ]	[kJ/kgK]	[cp]	[W/mK]	
30	521,89	2,646	0,1289	0,0835	7,9	52,152	-1138,3	0,859857	28,47	1,909	0,0115	0,0254	33,17
34,5	517,75	2,681	0,1254	0,0824	7,7	52,152	-1107,9	0,934783	29,09	1,927	0,0115	0,0255	33,17
39							-1080,6	1	29,46	1,943	0,0116	0,0257	33,17
43,5							-1071,8	1	28,82	1,947	0,0118	0,0262	33,17

48								-1063,1	1	28,21	1,951	0,0119	0,0266	33,17
52,5								-1054,3	1	27,64	1,957	0,012	0,0271	33,17
57								-1045,5	1	27,09	1,964	0,0122	0,0275	33,17
61,5								-1036,6	1	26,57	1,971	0,0123	0,028	33,17
66								-1027,7	1	26,08	1,979	0,0125	0,0285	33,17
70,5								-1018,8	1	25,61	1,988	0,0126	0,029	33,17
75								-1009,8	1	25,15	1,997	0,0127	0,0295	33,17
79,5								-1000,8	1	24,72	2,007	0,0129	0,0299	33,17
84								-991,8	1	24,31	2,017	0,013	0,0304	33,17
88,5								-982,7	1	23,91	2,027	0,0132	0,0309	33,17
93								-973,5	1	23,52	2,038	0,0133	0,0314	33,17
97,5								-964,3	1	23,16	2,049	0,0134	0,0319	33,17
102								-955,1	1	22,8	2,06	0,0136	0,0324	33,17
106,5								-945,8	1	22,46	2,072	0,0137	0,033	33,17
111								-936,4	1	22,13	2,083	0,0139	0,0335	33,17
115,5								-927	1	21,81	2,095	0,014	0,034	33,17
120								-917,6	1	21,5	2,108	0,0142	0,0345	33,17

Tabella 8.18: Proprietà date per la miscela di idrocarburi lungo l'isobara a 20.02 bar

In tabella 8.19 e Tabella 8.20 sono illustrate le differenze percentuali sulle varie grandezze tra il metodo RKSHV2 e i dati, alla pressione di 20,52 bar e di 20,02 bar:

T	Liq. dens	Liq. cp	Liq. visc	Liq. k	Liq. Tens. Sup.	Liq. Massa Molare	Entalpia specifica	Titolo di vapore	Vap. dens	Vap. cp	Vap. visc	Vap. k	Vap. Massa Molare
[°C]	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
30	-8,06	-2,49	-17,89	9,59	-2,53	-2,33	0,18	-2,02	-0,58	-0,89	-8,70	-4,71	-6,617
34,5	-8,17	-2,68	-17,59	8,99	-2,63	-1,41	0,24	-2,06	-0,64	-0,88	-9,48	-4,28	-3,698
39							0,19	-1,60	-0,43	-0,87	-8,62	-3,50	-0,583
43,5							-0,21	0,00	0,40	-0,72	-9,32	-3,44	-0,001
48							-0,21	0,00	0,38	-0,71	-9,24	-3,00	-0,001
52,5							-0,20	0,00	0,39	-0,66	-9,92	-2,21	-0,001
57							-0,20	0,00	0,32	-0,66	-9,84	-1,81	-0,001
61,5							-0,19	0,00	0,33	-0,61	-8,94	-1,42	-0,001
66							-0,19	0,00	0,34	-0,55	-9,60	-0,70	-0,001
70,5							-0,19	0,00	0,34	-0,50	-9,52	-0,34	-0,001
75							-0,19	0,00	0,31	-0,45	-10,16	0,00	-0,001
79,5							-0,18	0,00	0,31	-0,40	-9,30	0,67	-0,001

84								-0,18	0,00	0,28	-0,35	-9,23	0,98	-0,001
88,5								-0,18	0,00	0,29	-0,30	-9,85	1,61	-0,001
93								-0,18	0,00	0,29	-0,24	-9,77	1,90	-0,001
97,5								-0,18	0,00	0,25	-0,19	-9,63	2,50	-0,001
102								-0,19	0,00	0,26	-0,10	-9,56	2,77	-0,001
106,5								-0,19	0,00	0,26	0,00	-10,14	3,33	-0,001
111								-0,18	0,00	0,26	0,05	-10,07	3,88	-0,001
115,5								-0,18	0,00	0,22	0,10	-9,29	4,12	-0,001
120								-0,19	0,00	0,23	0,14	-9,86	4,34	-0,001

**Tabella 8.19: Differenza percentuale sulle proprietà RKSHV2 della miscela rispetto alle proprietà date, 20.52 bar.**

T	Liq. Dens	Liq. cp	Liq. visc	Liq. k	Liq. Tens. Sup.	Liq. Massa molare	Entalpia specifica	Titolo di vapore	Vap. dens	Vap. cp	Vap. visc	Vap. k	Vap. Massa molare
[°C]	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
30	-8,23	-2,31	-17,38	9,46	-2,53	-2,33	0,54	-3,34	1,58	-0,63	-8,70	-4,33	-6,617
34,5	-8,35	-2,54	-17,07	8,86	-2,60	-1,41	0,67	-3,46	1,48	-0,62	-8,70	-3,53	-3,698
39							0,28	-1,60	2,48	-0,46	-9,48	-3,50	-0,583
43,5							-0,12	0,00	3,30	-0,36	-10,17	-3,44	-0,001
48							-0,13	0,00	3,26	-0,31	-8,40	-2,63	-0,001
52,5							-0,12	0,00	3,22	-0,31	-8,33	-2,21	-0,001
57							-0,12	0,00	3,17	-0,36	-9,02	-1,45	-0,001
61,5							-0,12	0,00	3,16	-0,30	-8,13	-1,07	-0,001
66							-0,12	0,00	3,11	-0,25	-11,20	-0,70	-0,001
70,5							-0,12	0,00	3,08	-0,25	-9,52	-0,34	-0,001
75							-0,12	0,00	3,10	-0,20	-9,45	0,00	-0,001
79,5							-0,11	0,00	3,07	-0,20	-9,30	1,00	-0,001
84							-0,12	0,00	3,00	-0,15	-9,23	1,32	-0,001
88,5							-0,12	0,00	3,01	-0,10	-9,85	1,94	-0,001
93							-0,11	0,00	3,02	-0,05	-9,77	2,23	-0,001
97,5							-0,11	0,00	2,94	0,00	-8,96	2,82	-0,001
102							-0,13	0,00	2,94	0,10	-9,56	3,09	-0,001
106,5							-0,13	0,00	2,94	0,14	-9,49	3,33	-0,001
111							-0,12	0,00	2,94	0,24	-10,07	3,88	-0,001
115,5							-0,12	0,00	2,89	0,29	-9,29	4,12	-0,001
120							-0,13	0,00	2,88	0,28	-9,86	4,64	-0,001

**Tabella 8.20: Differenza percentuale sulle proprietà RKSHV2 della miscela rispetto alle proprietà date, 20.02 bar.**



Le discordanze maggiori sono su viscosità e densità, e sono più accentuate alla pressione inferiore di 20.02 bar rispetto a quella superiore di 20.52 bar. Le altre grandezze hanno uno scostamento inferiore al 5% , si ha un ottimo accordo in particolare sul titolo di vapore e sull'entalpia specifica.

Si è confrontato il rating effettuato sulla singola bay del caso base con le proprietà calcolate da Aspen per la miscela con composizione data con un altro rating effettuato sulla medesima bay ma con le proprietà fornite manualmente. Secondo i calcoli del programma la bay ottimizzata in questione con le proprietà fornite manualmente sarebbe sottodimensionata dell'9%. I risultati sono riportati in Tabella 8.21:

	MIX LP	MIX LP 1 bay	MIX LP PROP. DATE	Diff %	PROP. DATE e RAPP. AREE = 1	Diff %	
Numero di bays	3	1	1		1		
Numero di bundles/bay	2	2	2		2		
Numero di bundles	6	2	2		2		
Numero passaggi	2	2	2		2		
Numero di fans/bay	2	2	2		2		
Portata di propano	71,5536	24,1491	24,1910		22,1895	-8,11	kg/s
Potenza di condensazione	12,9517	4,3636	4,4518	2,02	4,076	-6,59	MW
Portata aria	772,3915	257,4638	257,4638		257,4638		kg/s
Tin aria	23,5	23,5	23,5		23,5		°C
Tout aria	40,15	40,33	40,67		39,22		°C
Numero ranghi	7	7	7		7		
Lunghezza tubi	10	10	10		10		
Ntubi per rango per bay	80	80	80		80		
Numero totale di tubi	1680	560	560		560		
Larghezza	16,1544	5,3848	5,3848		5,3848		m
Bare Tube Area	1303,2	436,2	436,2		436,2		m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	100,62	99,96	97,98		107,01		m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	28444,8	9520,6	9520,6		9520,6		m <sup>2</sup>
Peso	64412,9	23203,30	23203,30		23203,30		kg
Peso / Q	4973,32	5317,47	5317,47		5317,47	0,00	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	28,11	28,15	26,56	-5,65	27,34	-2,88	
h interno ASPEN	922,4	929,2	899,4	-3,21	842	-9,38	W/m <sup>2</sup> K
h esterno ASPEN	643,7	642	642	0,00	641,7	-0,05	W/m <sup>2</sup> K
h OVERALL DIRTY	354,9	355,4	350,9	-1,27	341,8	-3,83	W/m <sup>2</sup> K

h OVERALL CLEAN	371,8	372,3	367,5	-1,29	357,40	-4,00	W/m <sup>2</sup> K
Area scambio / A necess. DIRTY	1	1	0,91	-9,00	1,00		
Area scambio / A necess. CLEAN	1,05	1,05	0,96	-8,57	1,05		
$\Delta p$ lato mix	37914	38775	39380	1,56	33607,00	-13,33	Pa
$\Delta p$ lato aria	176	172	176	2,33	175,000	1,74	Pa
Vel propano in	10,82	10,96	10,98		10,09		m/s
Vel propano out	10,33	10,47	10,45		9,59		m/s
Vel aria in	8,05	8,02	8,02		8,02		m/s
Vel aria out	8,5	8,47	8,48		8,44		m/s
Diametro ventilatori	3,6576	3,6576	3,6576		3,66		m
Velocità dell'aria frontale	4,38	4,36	4,36		4,36		m/s
A frontale	161,54	53,85	53,85		53,85		m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	12,47	12,34	12,10	-1,98	13,21	7,06	m <sup>2</sup> / MW
Volume interno / Q	0,40	0,40	0,39	-1,98	0,42	7,06	m <sup>3</sup> / MW
Potenza all'albero del motore	212,238	70,464	68,926		70,012		kW
Potenza ventilazione / Q	1,639	1,615	1,548	-4,12	1,718	6,37	%
Costo totale	38,65	40,10	39,30	-1,98	42,93	7,06	\$/ kWth
Costo del lavoro	18,92	19,00	18,62		20,34		\$/ kWth
Costo materiale x tubi	14,66	14,50	14,21		15,52		\$/ kWth
Costo materiali per parti restanti	2,98	4,52	4,43		4,84		\$/ kWth
Costo ventilatori	2,10	2,07	2,03		2,22		\$/ kWth
Costo /superficie libera tubi	384,09	401,12	401,12		40,11		\$/ m <sup>2</sup>
Costo/peso	7,77	7,54	7,54		7,54		\$/ kg
Costo di esercizio ventilatori	13,11	12,92	12,39	-4,12	13,74	6,37	\$/ kWth y
Costo d'investimento x CCR	5,80	6,01	5,90	-1,98	6,44	7,06	\$/ kWth y
INDICE DI COSTO	18,90651	18,93	18,28	-3,44	20,18	6,59	\$/ kWth y

**Tabella 8.21: Rating su singola bay del caso ottimizzato di bassa pressione, con proprietà calcolate da Aspen con metodo RKSHV2 e proprietà date, con rating semplice e con simulazione riportando il rapporto di aree pari a uno.**

Riportando il rapporto di aree a uno variando la portata di miscela si ottiene una potenza di condensazione inferiore del 6,6%; si hanno peso, area frontale e volume interno maggiori del 7%, perdite di carico interne inferiori del 13% ma anche coefficienti di scambio termico inferiori: quello interno cala del 9% mentre quello globale del 4%. Il costo per la ventilazione aumenta del 6,4% così come il costo di investimento attualizzato, che aumenta del 7% così come area, peso e volume. L'indice di costo aumenta come la potenza di condensazione del 6,6%.

## Capitolo 9

### Analisi su scambiatori LUVE alimentati con miscela di idrocarburi

#### 9.1 Simulazione Aspen su geometrie LUVE alimentate a miscela di idrocarburi ad alta pressione

È stata effettuata una serie di simulazioni in Aspen per osservare il comportamento delle geometrie LUVE alimentando la miscela di idrocarburi, già introdotta nel Capitolo X.X per le analisi sulla geometria Hudson. Sono stati presi in considerazione i due medesimi casi di alta e bassa pressione, con le stesse composizioni e gli stessi requisiti. Sono stati corretti in Aspen i coefficienti di scambio interno ed esterno e le perdite di carico interne ed esterne tramite i coefficienti e le relazioni lineari ottenuti nel paragrafo 7.2. Le grandezze “corrette” tramite questi coefficienti e relazioni sono indicate all’interno delle tabella come grandezze “CORRETTE”. Quest’operazione si basa sull’ipotesi “forte” che i coefficienti e le relazioni ricavate per propano abbiano una valenza anche in presenza di miscela di idrocarburi. Non è possibile verificare questa ipotesi in mancanza di prove sperimentali. Per chiarezza si riportano la composizione della miscela di alta pressione, riportata in Tabella 8.3, e i dati del problema di alta pressione riportati in Tabella 8.4:

	HP Compressor % molare
Azoto	8,3111
Metano	26,7733
Etilene	38,9507
Etano	0,258
Propilene	0,0264
Propano	1,64
Isobutano	19,0339
Butano	4,1897
Buteni	0,7178

Isopentano	0,099
------------	-------

**Tabella 8.3: Composizione miscela di idrocarburi nel caso ad alta pressione.**

	ALTA PRESSIONE	
Fluido	Mix HP	
Portata	240.545,00	kg/h
T in	87,64	°C
T out	31	°C
P in	43,8	Bar ass.
DP	0,59	Bar
x in	100,00	% peso
x out	61,72	% peso
Fattore di sporcamento	0,0001	m <sup>2</sup> .°C/W
Potenza scambiata	14.045,00	kW
Temperatura ingresso aria	23,5	°C

**Tabella 8.4: Dati del caso ad alta pressione.**

In Aspen è stata imposta la temperatura di uscita della miscela, permettendo la variazione del titolo di vapore a seconda delle perdite di carico interne raggiunte. La portata di propano è stata regolata in automatico per raggiungere un rapporto tra area di scambio e area necessaria pari a uno, sempre lavorando sulla singola bay. Perciò dai risultati ottenuti è stato sufficiente dividere la portata data in Tabella 8.4 con quella della singola bay considerata per ottenere il numero di bay in parallelo necessarie a soddisfare le richieste del problema. I risultati ottenuti al variare della velocità dell'aria sulla batteria per la geometria HPN20 a 5 ranghi sono riportati in Tabella 9.1:

Portata di miscela	4,646	7,033	10,1182	12,5848	kg/s
Potenza di condensazione	1,0245	1,5509	2,2313	2,7752	MW
Portata aria	37,5	65,5	112	163,5	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	23,5	23,5	°C
Tout aria	50,61	46,99	43,26	40,35	°C
x out	0,547	0,547	0,547	0,547	
Numero ranghi	5	5	5	5	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	530	530	530	530	
Larghezza	2,8	2,8	2,8	2,8	m

Bare Tube Area	215,6	215,6	215,6	215,6	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area / Q	210,4	139,0	96,6	77,7	m <sup>2</sup>
Superficie esterna totale	3328,4	3328,4	3328,4	3328,4	m <sup>2</sup> /MW
Peso	3886	3915,5	3954,6	3976,2	kg
Peso / Q	3793,1	2524,7	1772,3	1432,8	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	10,73	12,34	14,02	15,36	
h esterno CORRETTO	690,95	935,81	1190,56	1332,11	W/m <sup>2</sup> K
h interno CORRETTO	1529,52	1992,24	2639,28	3208,8	W/m <sup>2</sup> K
U globale CORRETTO	475,9	636,7	820,5	941,3	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato mix CORRETTE	16,164	21,9795	41,949	53,4385	kPa
$\Delta p$ lato aria CORRETTE	16,5	37,5	90	169,5	Pa
<b>Velocità dell'aria alla batteria</b>	<b>0,93</b>	<b>1,62</b>	<b>2,77</b>	<b>4,05</b>	<b>m/s</b>
A frontale	35,87	35,83	35,83	35,83	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	35,01	23,11	16,06	12,91	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	0,5	0,3	0,2	0,2	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	0,624	2,526	10,160	28,674	kW
Potenza ventilazione / Q	0,061	0,163	0,455	1,033	%
GMS	125,780	190,403	273,928	340,705	kg/m <sup>2</sup> s
Potenza sonora per ventilatore	75,28-63,26	86,07-74,04	96,92-84,89	104,8-92,78	dB
n° di bays necessarie	14	10	7	5	
Costo ventilazione	0,4873	1,3030	3,6427	8,2658	\$/kW <sub>th</sub> y
Costo investimento	4,5456	3,0027	2,0871	1,6781	\$/kW <sub>th</sub> y
INDICE DI COSTO	5,0329	4,3057	5,7298	9,9438	\$/kW <sub>th</sub> y

**Tabella 9.1 Risultati delle analisi al variare della velocità dell'aria sulla batteria effettuate in Aspen per miscela ad alta pressione, con geometria LUYE HPN20 a 5 ranghi.**

In Figura 9.2 sono riportati i risultati dell'analisi sulla geometria HPN20 a 3 ranghi:

Portata di miscela	3,6194	5,3128	7,3876	8,9159	kg/s
Potenza di condensazione	0,7981	1,1716	1,629	1,9662	MW
Portata aria	37,5	65,5	112	163,5	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	23,5	23,5	°C
Tout aria	44,62	41,26	37,93	35,44	°C
x out	0,547	0,547	0,547	0,547	
Numero ranghi	3	3	3	3	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	318	318	318	318	
Larghezza	2,8	2,8	2,8	2,8	m
Bare Tube Area	129,4	129,4	129,4	129,4	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area / Q	162,1	110,4	79,4	65,8	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	1997	1997	1997	1997	m <sup>2</sup>
Peso	3930	3930	3930	3930	kg
Peso / Q	4924,2	3354,4	2412,5	1998,8	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	13,46	15	16,54	17,68	
h esterno CORRETTO	689,03	933,80	1188,19	1329,69	W/m <sup>2</sup> K
h interno CORRETTO	1727,26	2254,8	2953,2	3543,84	W/m <sup>2</sup> K
U globale CORRETTO	492,5	660,3	847,3	966,9	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato mix CORRETTE	18,141	36,3675	51,828	72,477	kPa
$\Delta p$ lato aria CORRETTE	10,5	25,5	60	114	Pa
<b>Velocità dell'aria alla batteria</b>	<b>0,93</b>	<b>1,62</b>	<b>2,77</b>	<b>4,05</b>	<b>m/s</b>
A frontale	35,87	35,83	35,83	35,83	m <sup>2</sup>
A frontale / Q	44,94	30,59	22,00	18,23	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	0,4	0,2	0,2	0,1	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	0,394	1,632	6,710	18,614	kW
Potenza ventilazione / Q	0,049	0,139	0,412	0,947	%
GMS	163,312	239,720	333,338	402,297	kg/m <sup>2</sup> s
Potenza sonora per ventilatore	70,64-58,61	81,66-69,64	92,74-80,71	100,78-88,76	dB
n° di bays necessarie	18	13	9	7	
Costo ventilazione	0,3949	1,1144	3,2953	7,5736	\$/kW <sub>th</sub> y
Costo investimento	3,5021	2,3857	1,7158	1,4215	\$/kW <sub>th</sub> y

INDICE DI COSTO	3,8971	3,5000	5,0111	8,9951	\$/kW <sub>th,y</sub>
-----------------	--------	--------	--------	--------	-----------------------

**Tabella 9.2 Risultati delle analisi al variare della velocità dell'aria sulla batteria effettuate in Aspen per miscela ad alta pressione, con geometria LUVÉ HPN20 a 3 ranghi.**

In tabella 9.3 sono riportati invece i risultati dell'analisi per la geometria HPX21 a 5 ranghi:

Portata di miscela	5,0704	7,6374	10,7919	12,8307	kg/s
Potenza di condensazione	1,1184	1,6842	2,3799	2,8296	MW
Portata aria	37,5	65,5	112	163,5	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	23,5	23,5	°C
Tout aria	53,11	49,01	44,59	40,67	°C
x out	0,546	0,547	0,547	0,547	
Numero ranghi	5	5	5	5	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	530	530	530	530	
Larghezza	2,8	2,8	2,8	2,8	m
Bare Tube Area	215,6	215,6	215,6	215,6	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area / Q	192,8	128,0	90,6	76,2	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	3187,3	3187,3	3187,3	3187,3	m <sup>2</sup>
Peso	4380,6	4380,6	4380,6	4380,6	kg
Peso / Q	3916,8	2601,0	1840,7	1548,1	kg/MW
ΔT medio log REALE	9,62	11,41	13,4	15,2	
h esterno CORRETTO	1123,48	1446,35	1656,02	1571,83	W/m <sup>2</sup> K
h interno CORRETTO	1253,8	1624,2	2141,2	2595,8	W/m <sup>2</sup> K
U globale CORRETTO	592,5	765,1	933,8	979,0	W/m <sup>2</sup> K
Δp lato mix CORRETTE	18,9795	25,407	47,178	57,384	kPa
Δp lato aria CORRETTE	25	60	142,5	267,5	Pa
<b>Velocità dell'aria alla batteria</b>	<b>0,93</b>	<b>1,62</b>	<b>2,77</b>	<b>4,05</b>	<b>m/s</b>
A frontale	35,87	35,83	35,83	35,83	m <sup>2</sup>
A frontale / Q	32,07	21,28	15,06	12,66	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	0,4	0,3	0,2	0,2	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	0,586	2,382	9,624	26,366	kW
Potenza ventilazione / Q	0,052	0,141	0,404	0,932	%
GMSliq	137,270	206,765	292,166	347,362	kg/m <sup>2</sup> s
Potenza sonora per ventilatore	74,63-62,6	85,47-73,45	96,37-84,35	104,29-92,26	dB

n° di bays necessarie	13	9	6	5	
Costo ventilazione	0,4192	1,1315	3,2351	7,4543	\$/kW <sub>th</sub> y
Costo investimento	4,1639	2,7651	1,9568	1,6458	\$/kW <sub>th</sub> y
INDICE DI COSTO	4,5831	3,8965	5,1919	9,1001	\$/kW <sub>th</sub> y

**Tabella 9.3 Risultati delle analisi al variare della velocità dell'aria sulla batteria effettuate in Aspen per miscela ad alta pressione, con geometria LUVE HPX21 a 5 ranghi.**

In Tabella 9.4 sono riportati infine i risultati dell'analisi per la geometria LUVE HPX21 a 3 ranghi:

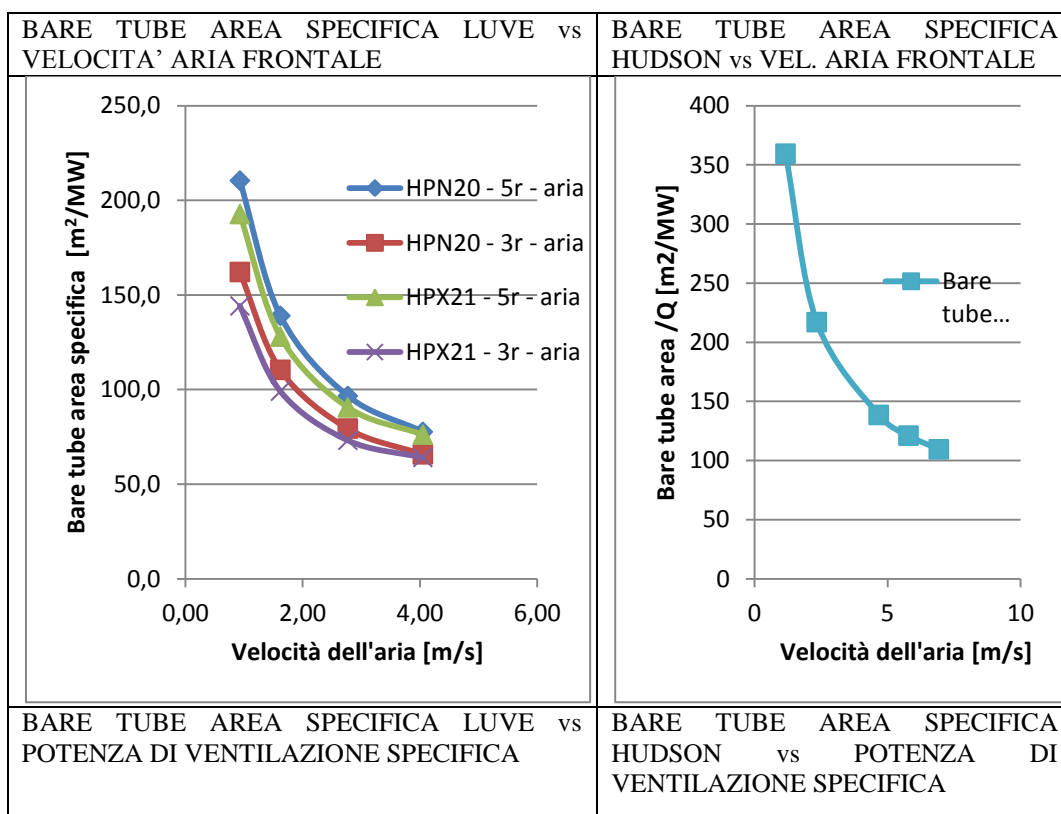
Portata di miscela	4,0689	5,9204	8,018	9,1573	kg/s
Potenza di condensazione	0,8973	1,3056	1,7682	2,0194	MW
Portata aria	37,5	65,5	112	163,5	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	23,5	23,5	°C
Tout aria	47,24	43,28	39,17	35,76	°C
xout	0,547	0,547	0,547	0,547	
Numero ranghi	3	3	3	3	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	318	318	318	318	
Larghezza	2,8	2,8	2,8	2,8	m
Bare Tube Area	129,4	129,4	129,4	129,4	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area / Q	144,2	99,1	73,2	64,1	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	1912,4	1912,4	1912,4	1912,4	m <sup>2</sup>
Peso	3847,7	3847,7	3847,7	3847,7	kg
Peso / Q	4288,1	2947,1	2176,1	1905,4	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	12,24	14,02	15,91	17,51	
h esterno CORRETTO	1120,91	1443,05	1653,05	1569,19	W/m <sup>2</sup> K
h interno CORRETTO	1405,4	1827	2384,2	2587	W/m <sup>2</sup> K
U globale CORRETTO	623,6	806,2	976,2	976,7	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato mix CORRETTE	22,4085	39,342	59,868	75,9975	kPa
$\Delta p$ lato aria	17,5	40	95	182,5	Pa
<b>Velocità dell'aria alla batteria</b>	<b>0,93</b>	<b>1,62</b>	<b>2,77</b>	<b>4,05</b>	<b>m/s</b>
A frontale	35,87	35,83	35,83	35,83	m <sup>2</sup>
A frontale / Q	39,97	27,45	20,27	17,75	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	0,3	0,2	0,2	0,1	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	0,370	1,546	6,396	17,806	kW

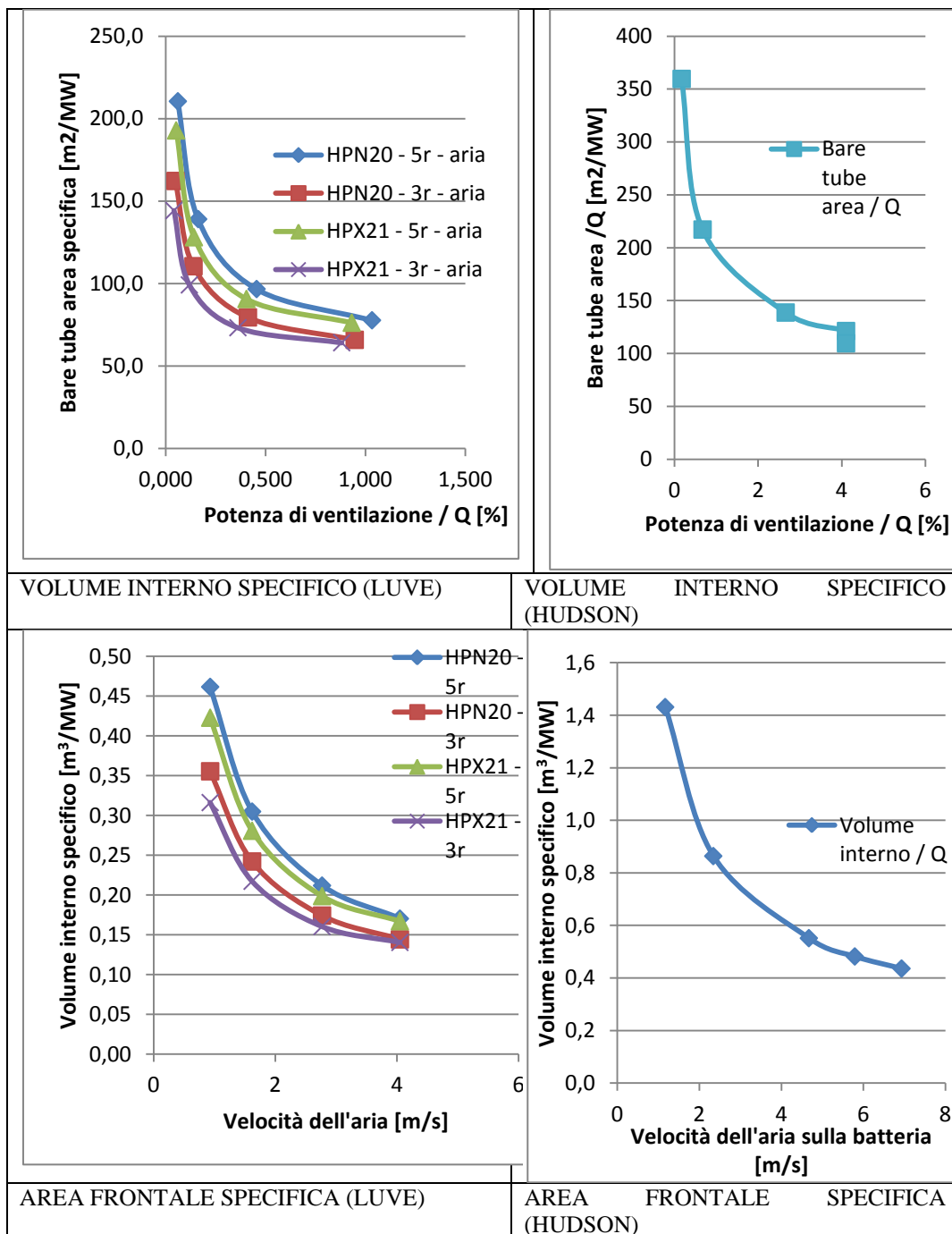


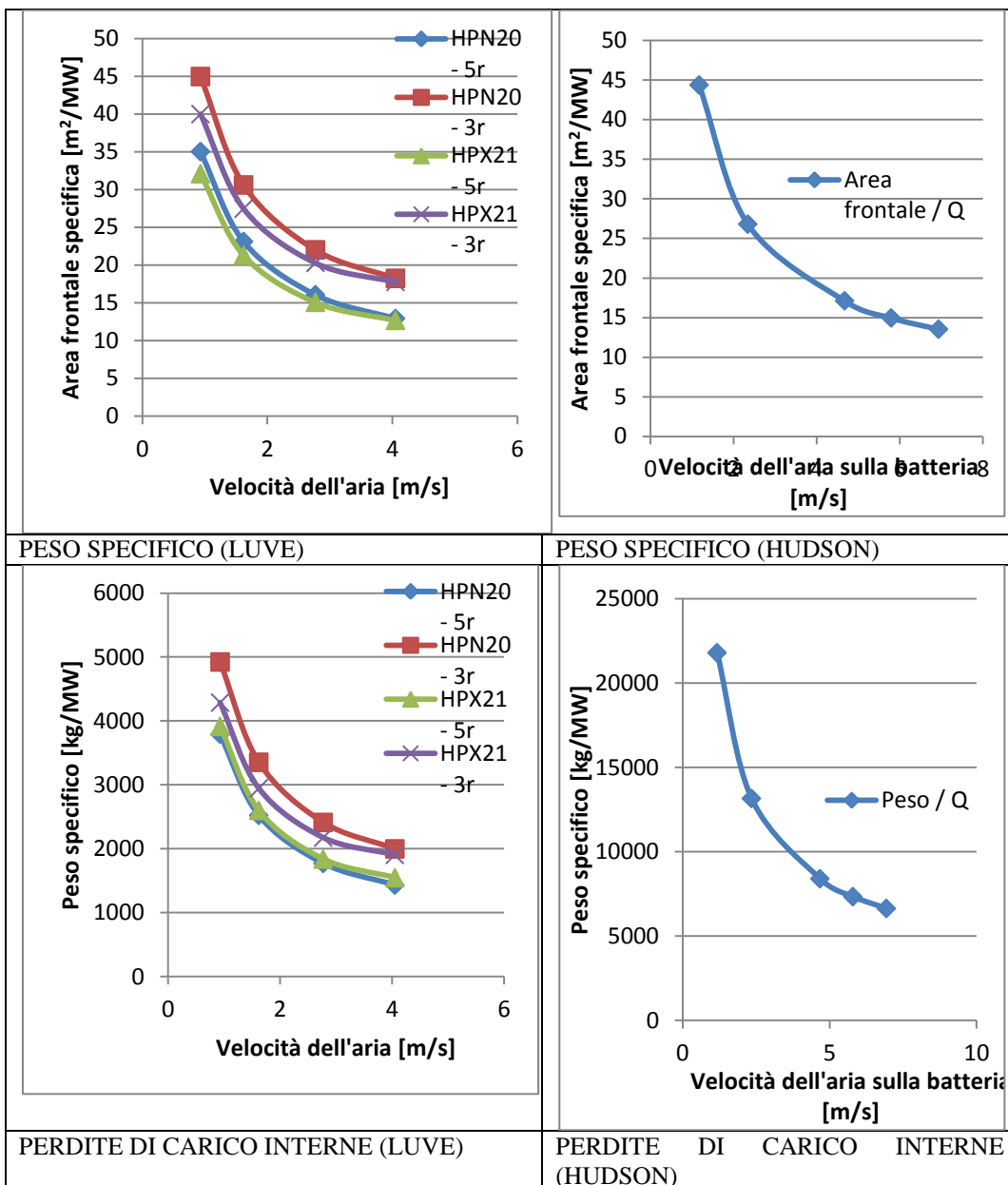
Potenza ventilazione / Q	0,041	0,118	0,362	0,882	%
GMS	183,594	267,136	361,782	413,189	kg/m <sup>2</sup> s
Potenza sonora per ventilatore	70,03-58,01	81,12-69,1	92,26-80,23	100,34-8,31	dB
n° di bays necessarie	16	11	8	7	
Costo ventilazione	0,3299	0,9473	2,8938	7,0540	\$/kW <sub>th</sub> y
Costo investimento	3,1149	2,1408	1,5807	1,3841	\$/kW <sub>th</sub> y
INDICE DI COSTO	3,4448	3,0881	4,4745	8,4381	\$/kW <sub>th</sub> y

**Tabella 9.4 Risultati delle analisi al variare della velocità dell'aria sulla batteria effettuate in Aspen per miscela ad alta pressione, con geometria LUVE HPX21 a 3 ranghi.**

Per le principali grandezze d'interesse sono stati tracciati i grafici in funzione della velocità dell'aria sulla batteria, e sono stati confrontati con i corrispondenti grafici per la geometria Hudson alimentata a miscela ad alta pressione. Una visione d'insieme è riportata in figura 9.1:







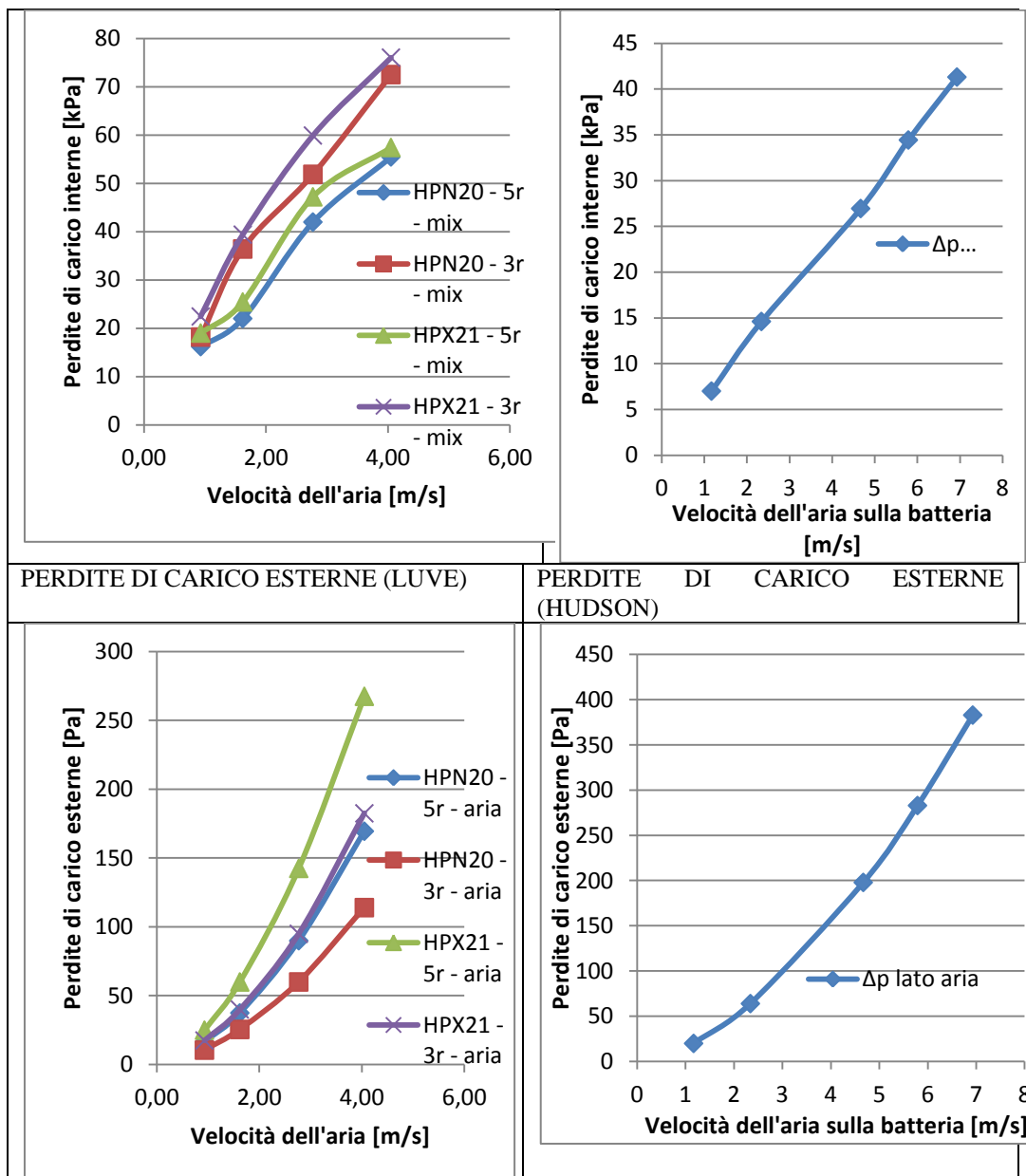


Figura 9.1: confronto tra le grandezze principali d'interesse ottenute dall'analisi sulle geometrie LUVÉ alimentate a miscela di idrocarburi ad alta pressione con il corrispondente caso a geometria HUDSON.

Si può notare come, considerando il caso di alimentazione a miscela di idrocarburi ad alta pressione, le batterie LUVÉ a 5 ranghi permettano di scambiare potenze inferiori a quelle ottenute tramite le batterie Hudson; le batterie a ranghi ridotti ovviamente si attestano su valori ulteriormente più bassi. Il volume interno specifico alla potenza di condensazione è superiore nel caso

Hudson di quasi il triplo rispetto al caso LUVE; l'effetto della minor potenza ottenuta è superato dall'effetto della diversa geometria, che prevede una maggior lunghezza dei tubi per il caso LUVE ma un numero inferiore di tubi totale e un diametro interno di 9,42 mm rispetto al diametro Hudson di 19,82mm. Per quanto riguarda l'area frontale si ha una sostanziale equivalenza tra le due soluzioni. Il peso specifico è notevolmente ridotto per lo scambiatore LUVE, che ha maggiori coefficienti di scambio termico grazie all'utilizzo di tubi in rame e diametri ridotti, potendo così attestarsi su valori mediamente inferiori a quelli Hudson di 4-5 volte. Le perdite di carico interne per il caso LUVE sono molto più alte di quelle Hudson, proprio per il diverso diametro interno dei tubi adottato. Le perdite di carico esterne invece sono anch'esse superiori per il caso LUVE, con alette continue ondulate per la batteria HPN20 e intagliate per la HPX21 e un passo minore tra i tubi. Risulta pressoché dimezzata la bare tube area specifica in funzione della potenza di ventilazione specifica per il caso LUVE rispetto all'Hudson.

## 9.2 Simulazione Aspen su geometrie LUVE alimentate a miscela di idrocarburi a bassa pressione

Sono state effettuate in modo analogo al caso ad alta pressione le analisi sulle batterie LUVE alimentate da una miscela a bassa pressione con composizione riportata in tabella 8.10:

	LP Compressor % molare
Azoto	7,9776
Metano	25,7839
Etilene	37,8932
Etano	0,2527
Propilene	0,0267
Propano	1,673
Isobutano	20,7223
Butano	4,7475
Buteni	0,7913
Isopentano	0,1319

**Tabella 8.10: composizione della miscela di idrocarburi a bassa pressione**

I dati per questo caso a bassa pressione sono i seguenti:

	BASSA PRESSIONE	
Fluido	Mix Refrigerant	
Portata	257.593,00	kg/h
T in	117,16	°C
T out	36	°C
P in	20,52	Bar abs
DP	0,5	Bar
x in	100,00	% peso
x out	93,34	% peso
Fattore di sporcamento	0,0001	m <sup>2</sup> .°C/W
Potenza scambiata	12.981,00	kW
Temperatura ingresso aria	23,5	°C

**Tabella 8.11: dati del problema di bassa pressione**

L'analisi al variare della velocità dell'aria sulla batteria per la geometria HPN20 a 5 ranghi ha fornito i risultati riportati in Tabella 9.5:

Portata di miscela	8,4362	12,7003	17,9071	21,7336	kg/s
Potenza di condensazione	1,5407	2,3202	3,2712	3,97	MW
Portata aria	37,5	65,5	112	163,5	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	23,5	23,5	°C
Tout aria	64,25	58,65	52,47	47,6	°C
x out	0,928	0,929	0,93	0,934	
Numero ranghi	5	5	5	5	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	530	530	530	530	
Larghezza	2,8	2,8	2,8	2,8	m
Bare Tube Area	215,6	215,6	215,6	215,6	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area / Q	139,9	92,9	65,9	54,3	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	3328,4	3328,4	3328,4	3328,4	m <sup>2</sup>
Peso	3886	3915,5	3954,6	3976,2	kg
Peso / Q	2522,2	1687,6	1208,9	1001,6	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	14,87	16,77	18,71	20,12	
h esterno CORRETTO	693,50	938,82	1193,30	1334,36	W/m <sup>2</sup> K
h interno CORRETTO	2024,16	2790,24	3739,68	4572,24	W/m <sup>2</sup> K
U globale CORRETTO	516,5	702,5	904,6	1032,9	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato mix CORRETTE	59,4015	112,437	206,478	300,3195	kPa
$\Delta p$ lato aria CORRETTE	16,5	39	91,5	171	Pa
<b>Velocità dell'aria alla batteria</b>	<b>0,93</b>	<b>1,62</b>	<b>2,77</b>	<b>4,05</b>	<b>m/s</b>
A frontale	35,87	35,83	35,83	35,83	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	23,28	15,44	10,95	9,03	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	0,3	0,2	0,1	0,1	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	0,652	2,628	10,518	28,602	kW
Potenza ventilazione / Q	0,042	0,113	0,322	0,720	%
GMS	228,391	343,832	484,795	588,388	kg/m <sup>2</sup> s
Potenza sonora per ventilatore	75,66-63,63	86,42-74,39	97,22-85,2	105,07-93,05	dB
Costo ventilazione	0,68	0,91	2,57	5,76	\$/kW <sub>th</sub> y
Costo investimento	3,02	2,01	1,42	1,17	\$/kW <sub>th</sub> y
INDICE DI COSTO	3,70	2,91	4,00	6,94	\$/kW <sub>th</sub> y

**Tabella 9.5: Risultati analisi Aspen su geometria HPN20 a 5 ranghi al variare della velocità dell'aria sulla batteria, miscela di idrocarburi a bassa pressione.**

L'analisi al variare della velocità dell'aria sulla batteria per la geometria HPN20 a 3 ranghi ha fornito i risultati riportati in Tabella 9.6:

Portata di miscela	6,4935	9,4607	12,7684	14,99	kg/s
Potenza di condensazione	1,1861	1,7282	2,333	2,7389	MW
Portata aria	37,5	65,5	112	163,5	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	23,5	23,5	°C
Tout aria	54,89	49,69	44,17	40,13	°C
x out	0,928	0,929	0,932	0,936	
Numero ranghi	3	3	3	3	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	318	318	318	318	
Larghezza	2,8	2,8	2,8	2,8	m
Bare Tube Area	129,4	129,4	129,4	129,4	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area /Q	109,1	74,9	55,5	47,2	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	1997	1997	1997	1997	m <sup>2</sup>
Peso	3323,7	3323,7	3323,7	3323,7	kg
Peso / Q	2802,2	1923,2	1424,6	1213,5	kg/MW
$\Delta T$ medio log REALE	18,45	20,22	21,72	22,7	
h esterno CORRETTO	690,95	935,61	1189,83	1330,98	W/m <sup>2</sup> K
h interno CORRETTO	2350,08	3190,08	4200,72	5047,68	W/m <sup>2</sup> K
U globale CORRETTO	534,0	723,4	927,2	1053,3	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p$ lato mix CORRETTE	84,1635	161,511	286,7355	387,5355	kPa
$\Delta p$ lato aria CORRETTE	10,5	25,5	61,5	115,5	Pa
<b>Velocità dell'aria alla batteria</b>	<b>0,93</b>	<b>1,62</b>	<b>2,77</b>	<b>4,05</b>	<b>m/s</b>
A frontale	35,87	35,83	35,83	35,83	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	30,24	20,74	15,36	13,08	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	0,2	0,2	0,1	0,1	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	0,408	1,682	6,884	19,032	kW
Potenza ventilazione / Q	0,034	0,097	0,295	0,695	%
GMS	292,995	426,879	576,126	676,368	kg/m <sup>2</sup> s
Potenza sonora per ventilatore	70,94-58,91	81,94-69,91	92,97-80,95	100,98-88,96	dB
Costo ventilazione	0,28	0,78	2,36	5,56	\$/kW <sub>th</sub> y
Costo investimento	2,36	1,62	1,20	1,02	\$/kW <sub>th</sub> y



INDICE DI COSTO	2,63	2,40	3,56	6,58	\$/kW <sub>th,y</sub>
-----------------	------	------	------	------	-----------------------

**Tabella 9.6: Risultati analisi Aspen su geometria HPN20 a 3 ranghi al variare della velocità dell'aria sulla batteria, miscela di idrocarburi a bassa pressione.**

L'analisi al variare della velocità dell'aria sulla batteria per la geometria HPX21 a 5 ranghi ha fornito i risultati riportati in Tabella 9.7:

Portata di miscela	9,3656	14,0398	19,3384	22,4113	kg/s
Potenza di condensazione	1,7107	2,565	3,5327	4,0946	MW
Portata aria	37,5	65,5	112	163,5	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	23,5	23,5	°C
Tout aria	68,74	62,33	54,8	48,35	°C
x out	0,929	0,929	0,93	0,933	
Numero ranghi	5	5	5	5	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	530	530	530	530	
Larghezza	2,8	2,8	2,8	2,8	m
Bare Tube Area	215,6	215,6	215,6	215,6	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area / Q	126,0	84,1	61,0	52,7	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	3187,3	3187,3	3187,3	3187,3	m <sup>2</sup>
Peso	3761,1	3790,5	3808	3851,3	kg
Peso / Q	2198,6	1477,8	1077,9	940,6	kg/MW
ΔT medio log REALE	13,06	15,13	17,44	19,62	
h esterno CORRETTO	1127,51	1450,65	1659,80	1574,26	W/m <sup>2</sup> K
h interno CORRETTO	1650,4	2265,6	3034,2	3706,4	W/m <sup>2</sup> K
U globale CORRETTO	669,9	884,4	1072,9	1104,9	W/m <sup>2</sup> K
Δp lato mix CORRETTE	64,344	135,8085	239,469	319,0846	kPa
Δp lato aria CORRETTE	27,5	62,5	145	272,5	Pa
<b>Velocità dell'aria alla batteria</b>	<b>0,93</b>	<b>1,62</b>	<b>2,77</b>	<b>4,05</b>	<b>m/s</b>
A frontale	35,87	35,83	35,83	35,83	m <sup>2</sup>
A frontale / Q	20,97	13,97	10,14	8,75	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	0,3	0,2	0,1	0,1	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	1,210	2,476	9,956	27,160	kW
Potenza ventilazione / Q	0,071	0,097	0,282	0,663	%
GMS	253,553	380,096	523,544	606,736	kg/m <sup>2</sup> s
Potenza sonora per ventilatore	74,99-62,96	85,82-73,79	96,67-84,65	104,55-92,53	dB

Costo ventilazione	0,57	0,77	2,25	5,31	\$/kW <sub>th</sub> y
Costo investimento	2,72	1,82	1,32	1,14	\$/kW <sub>th</sub> y
INDICE DI COSTO	3,29	2,59	3,57	6,44	\$/kW <sub>th</sub> y

**Tabella 9.7: Risultati analisi Aspen su geometria HPX21 a 5 ranghi al variare della velocità dell'aria sulla batteria, miscela di idrocarburi a bassa pressione.**

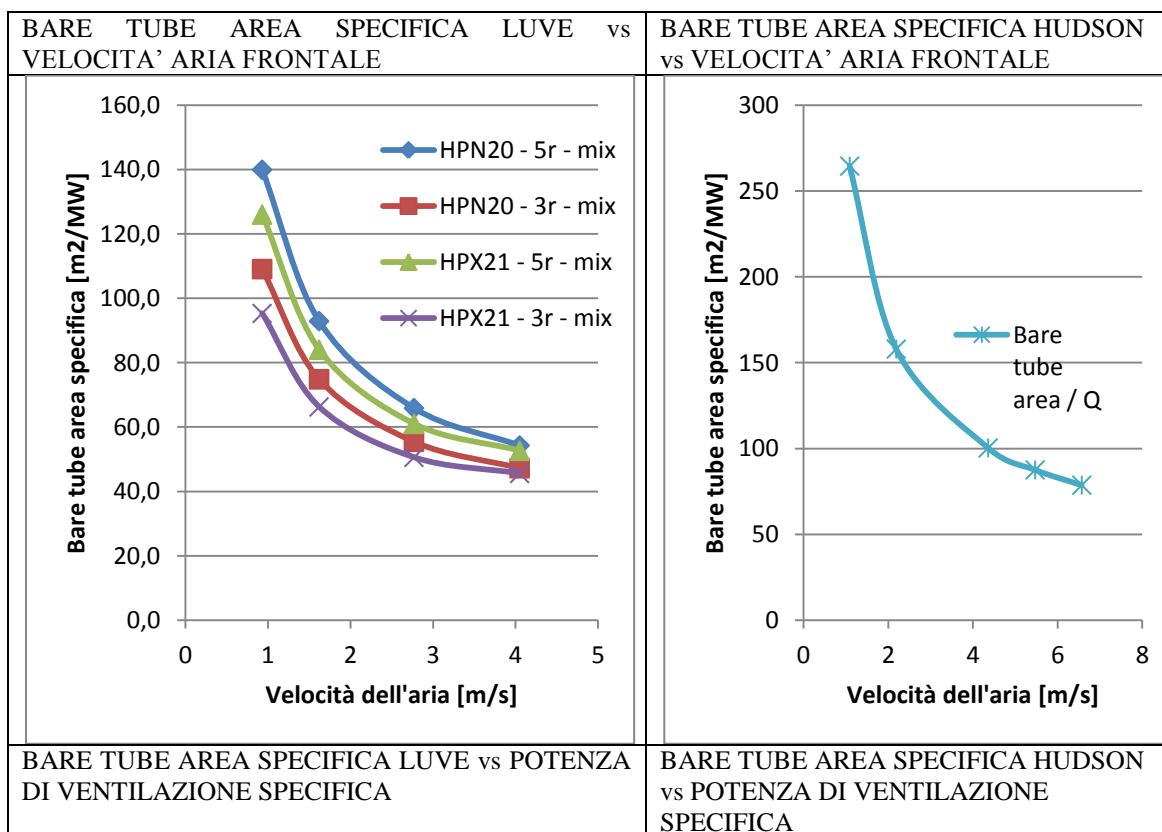
L'analisi al variare della velocità dell'aria sulla batteria per la geometria HPX21 a 3 ranghi ha fornito i risultati riportati in Tabella 9.8:

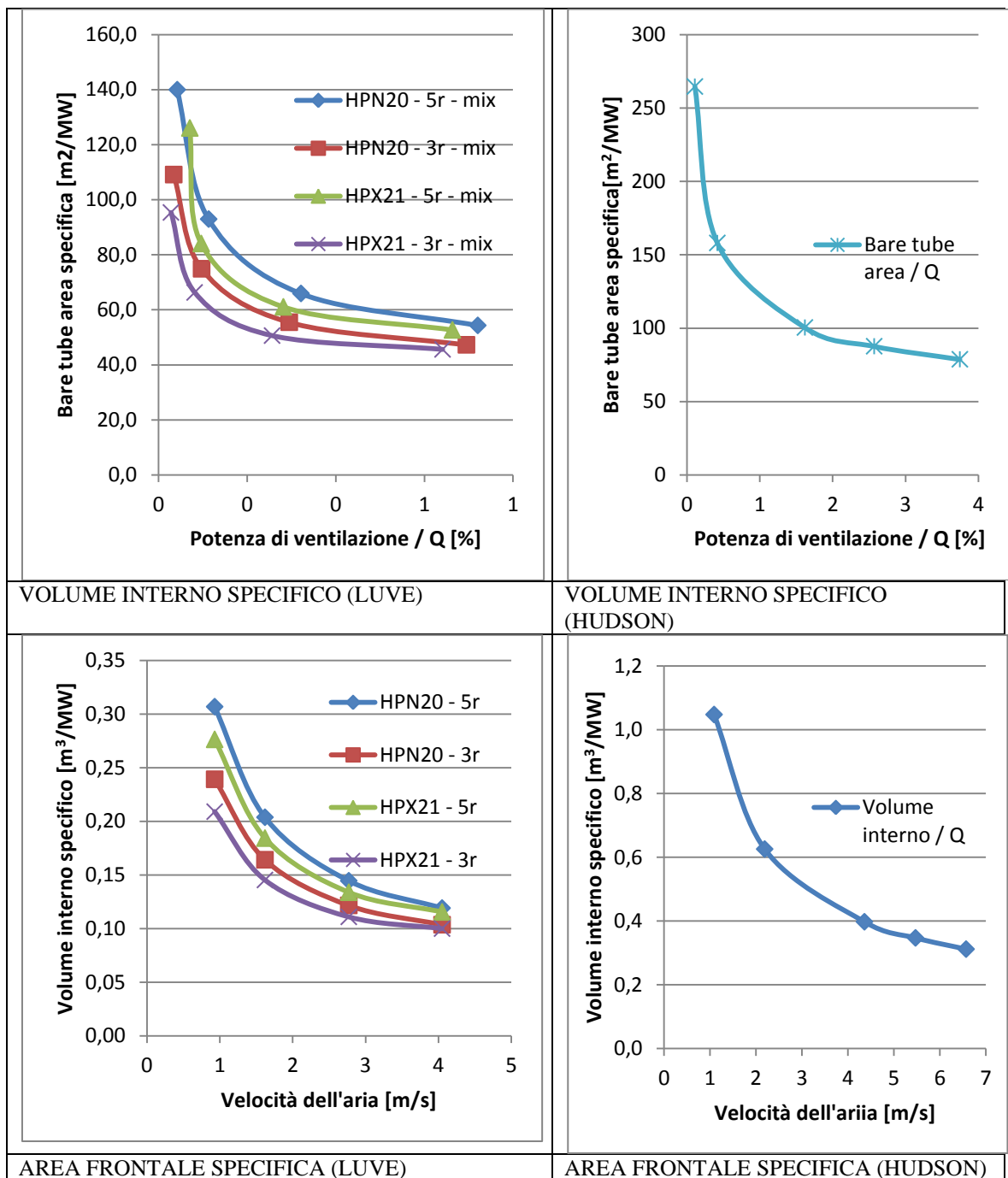
Portata di miscela	7,4309	10,6872	13,9983	15,5317	kg/s
Potenza di condensazione	1,3574	1,9526	2,5577	2,8382	MW
Portata aria	37,5	65,5	112	163,5	kg/s
Tin aria	23,5	23,5	23,5	23,5	°C
Tout aria	59,41	53,09	46,17	40,74	°C
x out	0,928	0,929	0,931	0,935	
Numero ranghi	3	3	3	3	
Lunghezza tubi	12,798	12,798	12,798	12,798	m
Ntubi per rango per bay	106	106	106	106	
Numero totale di tubi	318	318	318	318	
Larghezza	2,8	2,8	2,8	2,8	m
Bare Tube Area	129,4	129,4	129,4	129,4	m <sup>2</sup>
Bare Tube Area / Q	95,3	66,3	50,6	45,6	m <sup>2</sup> /MW
Superficie esterna totale	1912,4	1912,4	1912,4	1912,4	m <sup>2</sup>
Peso	3248,1	3272,3	3289,3	3306,4	kg
Peso / Q	2392,9	1675,9	1286,0	1165,0	kg/MW
ΔT medio log REALE	16,39	18,35	20,34	22,15	
h esterno CORRETTO	1123,84	146,02	1654,94	1570,20	W/m <sup>2</sup> K
h interno CORRETTO	1905,4	2580,4	3395,4	4062,8	W/m <sup>2</sup> K
U globale CORRETTO	706,9	138,2	1112,6	1132,5	W/m <sup>2</sup> K
Δp lato mix CORRETTE	107,6895	203,676	343,086	415,632	kPa
Δp lato aria CORRETTE	17,5	40	97,5	185	Pa
<b>Velocità dell'aria alla batteria</b>	<b>0,93</b>	<b>1,62</b>	<b>2,77</b>	<b>4,05</b>	<b>m/s</b>
A frontale	35,87	35,83	35,83	35,83	m <sup>2</sup>
A frontale/ Q	26,42	18,35	14,01	12,63	m <sup>2</sup> /MW
Volume interno / Q	0,2	0,1	0,1	0,1	m <sup>3</sup> /MW
Potenza all'albero del motore	0,382	1,592	6,558	18,194	kW
Potenza ventilazione / Q	0,028	0,082	0,256	0,641	%
GMS	335,292	482,220	631,621	700,810	kg/m <sup>2</sup> s

Potenza sonora per ventilatore	70,32-58,3	81,39-69,36	92,48-80,46	100,53-88,5	dB
Costo ventilazione	0,23	0,65	2,05	5,13	\$/kW <sub>th</sub> y
Costo investimento	2,06	1,43	1,09	0,98	\$/kW <sub>th</sub> y
INDICE DI COSTO	2,28	2,08	3,14	6,11	\$/kW <sub>th</sub> y

**Tabella 9.8: Risultati analisi Aspen su geometria HPX21 a 3 ranghi al variare della velocità dell'aria sulla batteria, miscela di idrocarburi a bassa pressione.**

Per le principali grandezze d'interesse sono stati tracciati i grafici in funzione della velocità dell'aria sulla batteria, e sono stati confrontati con i corrispondenti grafici per la geometria Hudson alimentata a miscela a bassa pressione. Una visione d'insieme è riportata in figura 9.2:





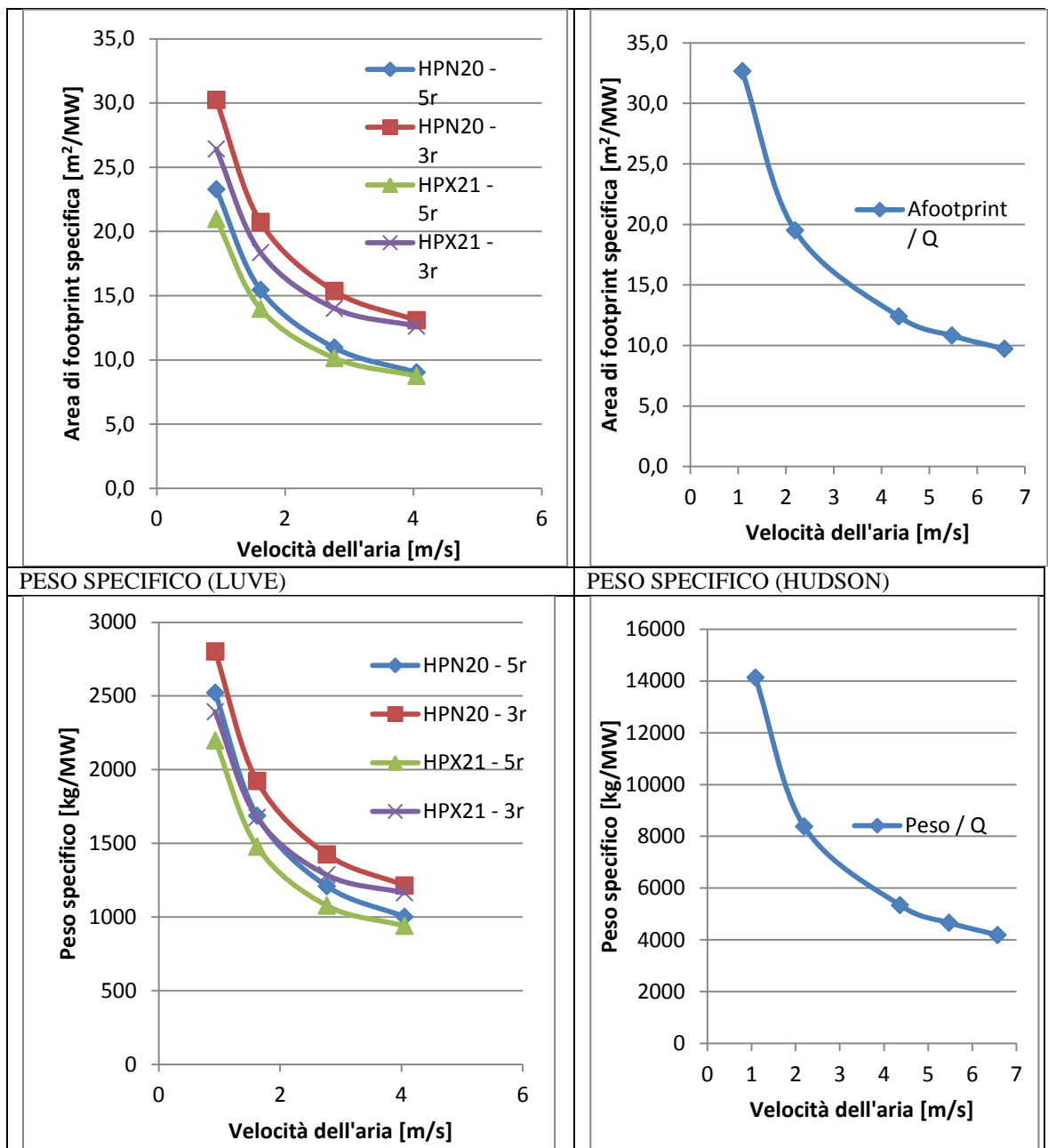


Figura X.X: confronto tra le grandezze principali d'interesse ottenute dall'analisi sulle geometrie LUVE alimentate a miscela di idrocarburi a bassa pressione con il corrispondente caso a geometria HUDSON.

Si può notare come, considerando il caso di alimentazione a miscela di idrocarburi ad bassa pressione, le batterie LUVE a 5 ranghi permettano di scambiare potenze superiori a quelle ottenute tramite le batterie Hudson, con una potenza massima per 4 m/s di circa 4 MW per le batterie a 5 ranghi LUVE

contro i circa 3 MW per 4 m/s di velocità dell'aria sulla batteria per le batterie Hudson. Le batterie a ranghi ridotti ovviamente si attestano su valori inferiori. Il volume interno specifico alla potenza di condensazione è quasi triplo nel caso Hudson rispetto alle batterie LUVE per l'effetto della diversa geometria, che prevede una maggior lunghezza dei tubi LUVE ma un numero inferiore di tubi totale e un diametro interno di 9,42 mm rispetto al diametro Hudson di 19,82mm. A questo effetto si somma quello della maggior potenza di condensazione ottenuta per bay. Per quanto riguarda l'area frontale specifica si ha una sostanziale equivalenza tra le due soluzioni, con un vantaggio per le batterie LUVE a 3 soli ranghi. Il peso specifico della soluzione LUVE è molto ridotto rispetto a quello Hudson, grazie ai migliori coefficienti di scambio ottenuti utilizzando tubi in rame, pur più pesante dell'acciaio, e di diametri inferiori; in questo modo nel range di velocità tra 1 m/s e 4 m/s lo scambiatore LUVE riesce ad essere dalle 5 alle 6 volte più leggero. Anche nel caso a bassa pressione l'andamento delle perdite di carico è analogo a quello ad alta pressione, con perdite di carico interne ed esterne superiori per LUVE. Risulta dimezzata nel caso LUVE la bare tube area specifica, valutata rispetto alla potenza di ventilazione specifica, rispetto al caso Hudson.

## Capitolo 10

### Analisi economica

È stato valutato un confronto tra le due tecnologie sull'indice di costo, composto da costo specifico per la ventilazione e costo d'investimento specifico attualizzato, precedentemente definito. I vari indici di costo sono stati plottati in funzione della velocità frontale dell'aria, in modo da avere un'analisi parametrica per ogni geometria analizzata; per il caso Hudson sono stati scelti i dati ottenuti dall'analisi parametrica sulla velocità frontale dell'aria per il caso base.

Nel caso di alimentazione a propano puro il confronto tra i costi ottenuti con le geometrie LUVE rispetto alle geometrie Hudson ha mostrato l'andamento illustrato in figura 10.1:

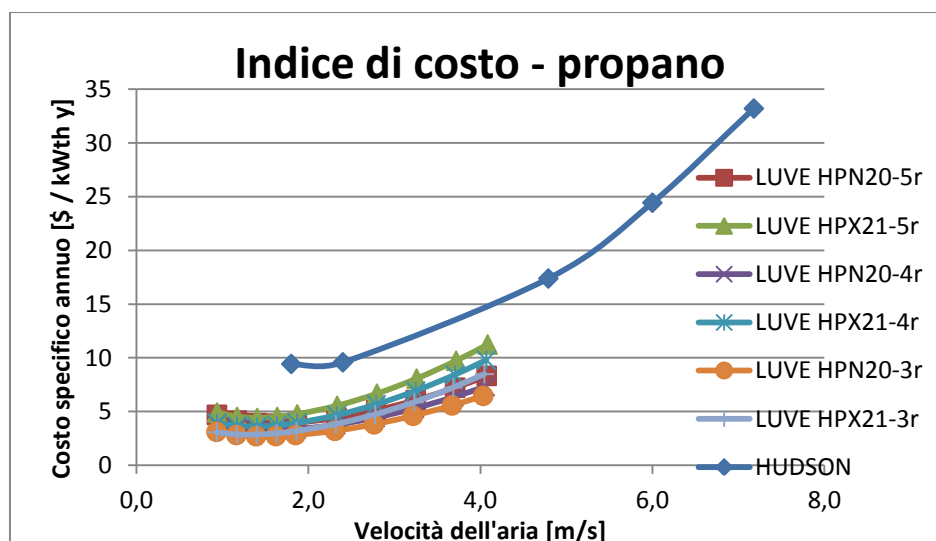


Figura 10.1: confronto tra indici di costo ottenuti per condensazione di propano puro per batterie LUVE e batterie Hudson.

Si può notare come le batterie LUVE forniscano indici di costo nettamente inferiori al caso Hudson: si ha minimo di costo per velocità dell'aria comprese tra 1,4 – 1,8 m/s, con valori di 1,85 \$/kW<sub>th</sub> y, ottenuti per batterie HPN20 a 3 ranghi. Nel caso a propano generano indici di costo inferiori, al variare del numero di ranghi, le batterie di tipo HPN20. Il valore massimo di costo raggiunto è di 11,05 \$/kW<sub>th</sub> y, ottenuti per HPX21 a 5 ranghi. La batteria Hudson invece fornisce costi compresi tra 9,44 e 33,20 \$/kW<sub>th</sub> y, in cui il minimo costo è ottenuto alla velocità dell'aria di 1,8 m/s.

Il trend ottenuto per propano puro si mantiene anche nel caso di alimentazione con miscela di idrocarburi ad alta pressione: si ha un netto vantaggio con la soluzione LUVE; si ha un minimo di costo in tutti i casi per velocità dell'aria di 1,62 m/s; per batterie HPX21 a 3 ranghi si ha il costo più basso pari a 2,73  $\$/kW_{th} y$ , mentre il costo LUVE più alto è per batterie HPN20 a 5 ranghi, pari a 9,66  $\$/kW_{th} y$ . La differenza rispetto al caso a propano sta nei minori costi ottenuti dalle batterie HPX21, mentre prima ciò avveniva con le HPN20.

Questi valori si confrontano con costi Hudson maggiori di un'ordine di grandezza, tra 19,05  $\$/kW_{th} y$  e 54,80  $\$/kW_{th} y$ , come illustrato in Figura 10.2:

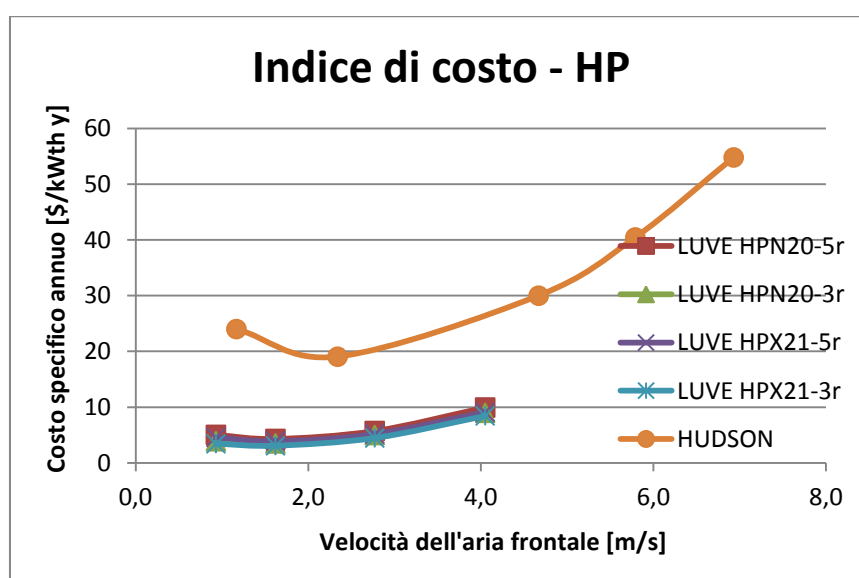


Figura 10.2: confronto tra indici di costo LUVE e HUDSON in funzione della velocità frontale dell'aria.

In figura 10.3 sono riportati invece gli indici di costo per il caso di alimentazione con miscela di idrocarburi a bassa pressione. Si nota immediatamente come la soluzione LUVE garantisca costi annui specifici alla potenza scambiata nettamente inferiori a Hudson: si va da un minimo di 2  $\$/kW_{th} y$  per la batteria HPX21 a 3 ranghi ad un massimo di 7  $\$/kW_{th} y$  per la batteria HPN20 a 5 ranghi. Globalmente l'indice di costo è maggiore, a parità di numero di ranghi, per le batterie HPN20, a causa della loro minore efficienza nello scambio termico. Per la soluzione Hudson si parla invece di indice di costo compreso tra 12,84 e 34,70  $\$/kW_{th} y$ , un valore da 3 a 5 volte superiore. A ciò si aggiungono i detti vantaggi in peso e volume e una minore bare tube area specifica rispetto alla potenza di ventilazione specifica.



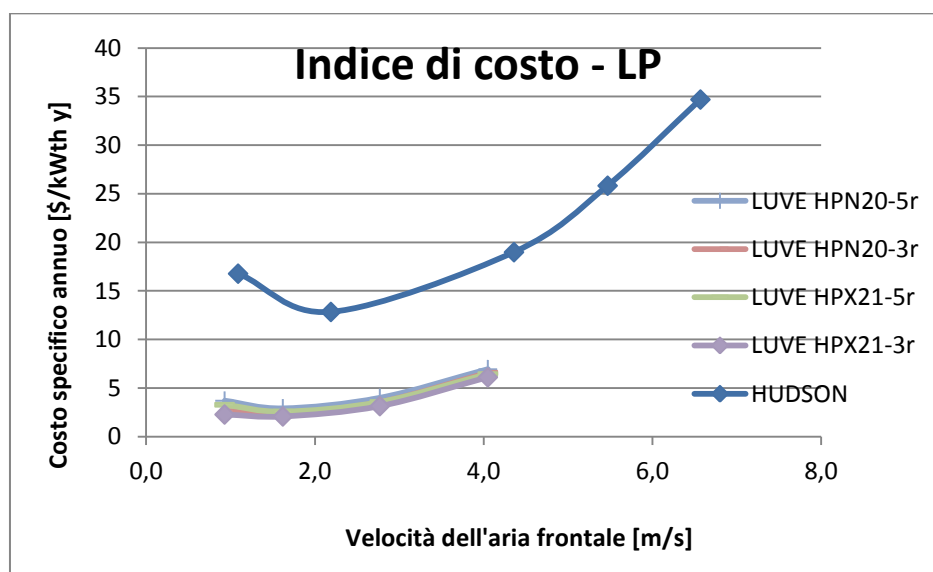


Figura 10.3: confronto tra indici di costo LUVE e HUDSON in funzione della velocità frontale dell'aria.

In figura 10.4 è mostrato un grafico in cui sono raccolti i dati per l'alimentazione a miscela di idrocarburi ad alta e bassa pressione; i costi diminuiscono circa dimezzandosi passando da alta a bassa pressione. Bisogna tenere in conto il fatto che la soluzione LUVE può essere penalizzata dal maggior numero di bays in parallelo necessarie, quindi dal numero di connessioni richieste e dalla complessità del piping da realizzare.

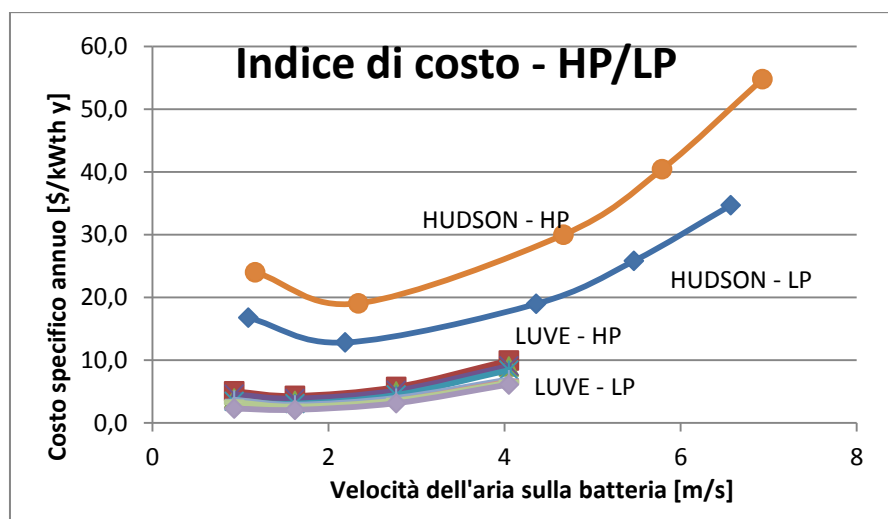


Figura 10.4: andamento complessivo dell'indice di costo per alimentazione a miscela di idrocarburi, alta e bassa pressione.

## Bibliografia

- [1] MIT, The future of natural gas – an interdisciplinary MIT study. 2011, Chapter 2: Supply, pp. 25-45.
- [2] Wikipedia, “Shale gas by country”, 2012.
- [3] [http://www.naturalgas.org/naturalgas/extraction\\_offshore.asp](http://www.naturalgas.org/naturalgas/extraction_offshore.asp)
- [4] Hwang J., Lee K., Roh M., Cha J., Ham S., Kim B., Establishment of Offshore Process FEED (front End Engineering Design) Method for Oil FPSO Topsides Systems. *Proceedings of the Nineteenth International Offshore and Polar Engineering Conference*, Giugno 2009 Osaka, Giappone. pp. 1-2
- [5] <http://www.hudsonproducts.com/products/finfan/tech.html>
- [6] [www.btt-nantes.com](http://www.btt-nantes.com)
- [7] Cheremisinoff N.P., Handbook of Chemical Processing Equipment, 2000 Butterworth Heinemann, USA, pp. 12-13.
- [8] Hammer G., Ullmann’s Encyclopedia of Industrial Chemistry, *Natural Gas*, 2002 Wiley VCH Verlag, Germany.
- [9] [http://www.naturalgas.org/naturalgas/processing\\_ng.asp](http://www.naturalgas.org/naturalgas/processing_ng.asp)
- [10] Elliot D., Qualls W.R., Huang S., Chen J. J., Lee R. J., Yao J., Zhang Y., Benefits of integrating NGL extraction and LNG liquefaction technology. “*AICHE 2005 Spring National Meeting, 5<sup>th</sup> topical conference on natural gas utilization (TI), Session 16c – Gas*”, 2005 ConocoPhillips, Unpublished.

## Appendice A

### Programmi di calcolo utilizzati

I programmi di calcolo utilizzati per l'analisi sono stati essenzialmente tre, Microsoft Excel, Hudson ACHE 2.0 e Aspen.

Il programma commerciale Hudson, denominato ACHE 2.0 (Air Cooled Heat Exchanger) è disponibile per il download dal sito [www.hudsonproducts.com](http://www.hudsonproducts.com) e permette di effettuare un dimensionamento di massima di uno scambiatore ad aria, ottenendo in output valori indicativi per grandezze quali il numero di tubi totale dello scambiatore, la portata d'aria necessaria, le dimensioni, il peso e il costo.

In figura 5.1 è illustrata la schermata di partenza, in cui è necessario inserire i dati per lo scambiatore da dimensionare.

**Figura A.1:** schermata per l'immissione dei dati di Hudson ACHE 2.0.

Nella sezione numero uno è richiesto un nome per il progetto, nella numero due è possibile scegliere il sistema di unità di misura metrico o anglosassone, nella numero 3 è possibile indicare il tipo di operazione che dovrà effettuare lo scambiatore: condensazione, raffreddamento di un gas, raffreddamento di un

liquido. Segue un menu a tendina in cui è presente una lista di fluidi e miscele già inserite nel database del programma, in base alla quale viene mostrato più in basso un range tipico di coefficienti di scambio termico convettivo riferiti alla bare tube area. Il valore medio tra questi due estremi è quello effettivamente utilizzato dal programma nei calcoli, ed è possibile una sua sostituzione con un valore definito dall'utente. Nella metà di destra della schermata sono presenti le sezioni quattro, cinque e sei, in cui si forniscono i dati specifici per lo scambiatore: tiraggio aspirante o premente, potenza da scambiare, temperature di ingresso e uscita del fluido di processo, temperatura di ingresso dell'aria, lunghezza dei tubi e numero di ranghi. Vi è poi un menu a tendina che permette di scegliere il materiale di costruzione dei tubi; si è sempre utilizzato acciaio come da predefinito, anche perché una variazione di questo parametro influenza esclusivamente il costo dello scambiatore. È possibile infine aggiornare il costo del denaro all'anno corrente tramite un coefficiente di moltiplicazione dei prezzi, in quanto i valori inseriti per i materiali fanno riferimento ai prezzi per il 1999. Nel corso dell'analisi il moltiplicatore è stato lasciato al valore predefinito di uno.

Il programma effettua i calcoli partendo da alcune assunzioni predefinite non modificabili: è possibile averne un resoconto premendo "Instructions". Le assunzioni sono le seguenti:

- Materiale dei tubi: acciaio al carbonio;
- Diametro esterno dei tubi: 25.4 mm (1 pollice);
- Calibro 12 BWG (Birmingham Wire Gauge) MW;
- Materiale delle alette: alluminio;
- Altezza delle alette: 15.875 mm ( 5/8 pollice);
- Spaziatura delle alette: 400 alette/m (10 alette/pollice);
- Tipo di alette: estruse;
- Passo equilaterale tra i tubi: 6.35 mm (2.5 pollici);
- Design Pressure: 6.9 bar (100 psi);
- Testate in acciaio al carbonio;
- Motori completamente chiusi e raffreddati a ventola (TEFC motors).

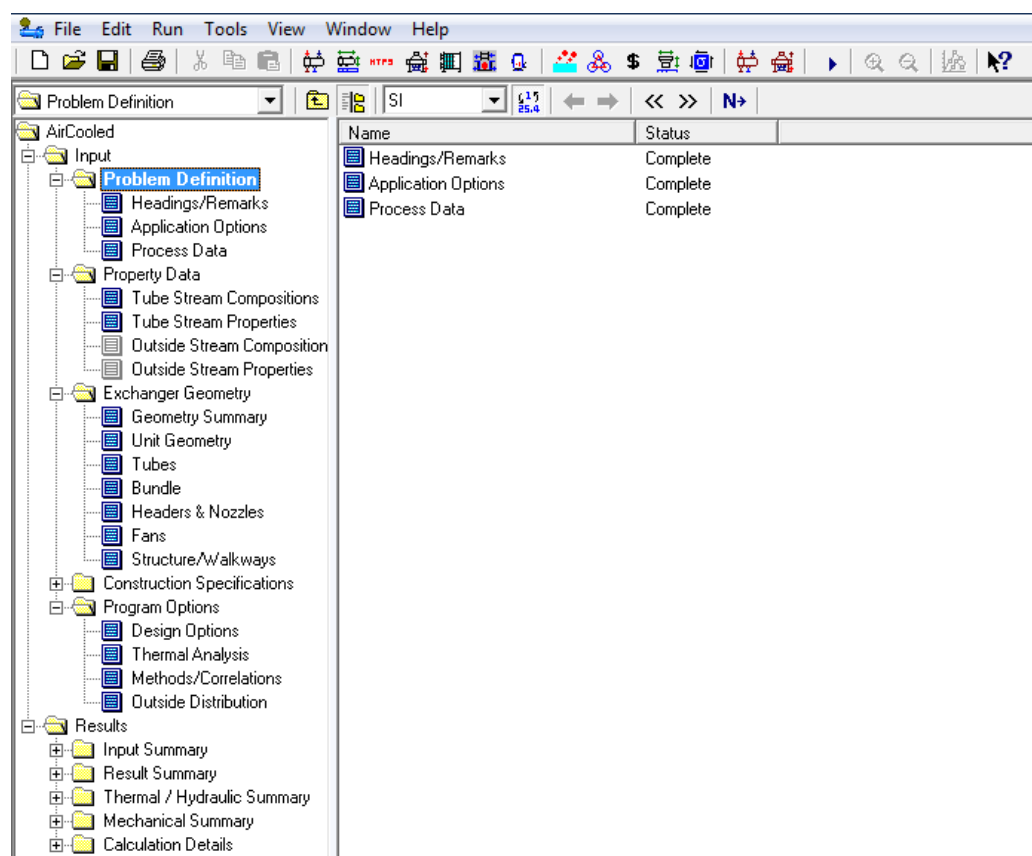
Forniti i dati necessari si preme "Calculate", e il programma passa a mostrare un file di testo in cui sono elencati i risultati del calcolo. Per il caso base illustrato nella figura precedente l'output risulta essere quello di figura 5.2. A questo punto è soltanto possibile stampare i risultati, ritornare alla schermata di immissione dei dati premendo "Calculations" oppure uscire. I risultati di ogni esecuzione del programma sono stati raccolti in un unico file Excel contenente quindi tutti i dimensionamenti effettuati.

HUDSON PRODUCTS CORPORATION, Copyright 2008			
BASICS OF AIR COOLED HEAT EXCHANGERS VERSION 2.1			
PRELIMINARY SIZING AND PRICE ESTIMATE			
DATE:	agosto 03, 2012	FILE:	
PROJECT:	The Basics of ACHE Default Problem		
ITEM #:	Sample case 1		
ACHE SERVICE:	Condensing	FAN DRAFT:	Induced
HOT FLUID:	Light Hydrocarbons C2, C3, C4		
HEAT EXCHANGER THERMAL PERFORMANCE			
DESCRIPTION	ENGLISH	METRIC	
Total Heat Duty, Million Btu/Hr (MW)	998	293	
Hot Fluid Inlet Temperature, °F (°C)	151	66,3	
Outlet Temperature, °F (°C)	141	60,3	
Air Flow Rate, Lbm/Hr (Kg/s)	106.000.000	13.400	
Inlet Temperature, °F (°C)	84,2	29,0	
Outlet Temperature, °F (°C)	123	50,8	
Transfer Rate, Btu/(Hr-Sqft-°F) (W/(SqM-°C))	99,9	567	
ACHE DESCRIPTION			
Tube	Material (Includes Headers)	Steel	
	Length, Feet (Meters)	32,8	10,00
	Outside Diameter*, Inches (mm)	1,00	25,4
	Thickness (12 BWG)*, Inches (mm)	0.110	2.79
Fin	Material*	Aluminum	
	Height*, Inches (mm)	5/8	15.9
	Spacing*, Fins/Inch (Fins/mm)	10	0.40
	Type*	Extruded	
	Number of Tube Rows	5	
	Number of Tubes/Row	5751	
	Total Number of Tubes	28.755	
	Equilateral Tube Pitch*, Inches (mm)	2.5	63.5
	Bare Tube Surface Area, Sqft (SqM)	247.000	22.900
	Fin Tube Surface Area, Sqft (SqM)	5.240.000	486.000
ACHE	Length, Feet (Meters)	32,8	10,00
	Width, Feet (Meters)	1.200	365
	Weight, Lbm (Kg)	3.140.000	1.430.000
	Price Multiplication Factor	1,00	
	Price, Total (US Dollars)	\$12.600.000	
	Price/Bare Tube Area, Sqft (SqM)	\$50,8	\$547
	Price/Weight, Lbm (Kg)	\$4,00	\$8,81
	Motor Shaft Power, HP (KW)	3.600	2.680
Note 1: These calculations are for estimating only and not intended to provide information sufficient for detailed and final design. If specific assistance is needed, please contact Hudson Products Corporation at (800) 634-9160			
2: Items marked with an * are fixed for this calculation.			
3: For bare tube area less than 1000 sqft, price is set to minimum.			
4: Prices based on 1st Quarter 2008 estimates, and are subject to change.			

Figura A.2: output del programma ACHE 2.0.

L'altro programma utilizzato è "Aspen Air Cooled Exchanger", facente parte del pacchetto AspenONE v7. È un programma che permette di dimensionare scambiatori ad aria, effettuare operazioni di rating immettendo i dati di uno scambiatore ad aria esistente o effettuare simulazioni al variare dei parametri di processo.

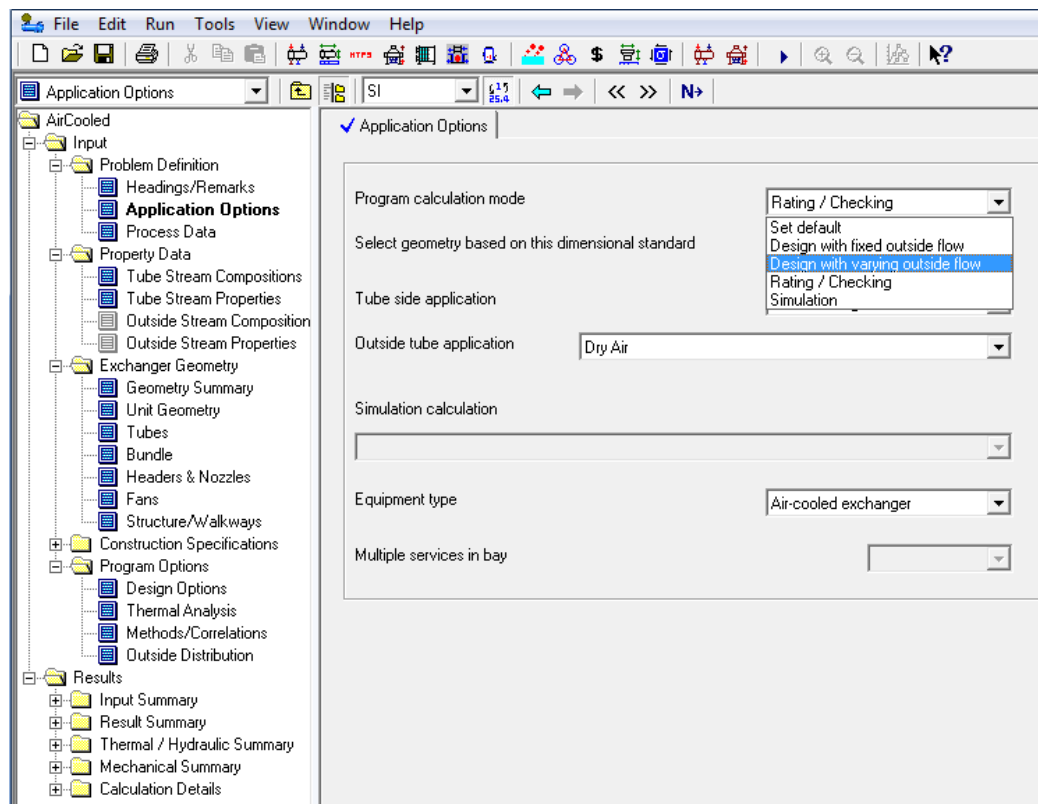
In Figura 5.3 è riportata la schermata principale del programma:



**Figura A.3:** Interfaccia utente dell'Exchanger Design and Rating, in particolare del programma Air Cooled Heat Exchanger per scambiatori ad aria.

Tramite il menu a cascata "Input" nella parte sinistra della schermata è possibile fornire tutti i dati del problema in esame: parametri di processo, composizione del flusso, geometria dello scambiatore e specificare nel dettaglio condizioni sui parametri da rispettare nel dimensionamento.

La scelta del tipo di operazione da effettuare (design, rating/checking, simulazione) si effettua tramite la scheda "Application Options", come mostrato in Figura 5.4:



**Figura A.4:** scelta del tipo di operazione da condurre – dimensionamento con flusso esterno fissato, dimensionamento con flusso esterno variabile, rating di scambiatore esistente, simulazione variando i parametri di processo.

Una volta completata questa operazione è possibile lanciare l'esecuzione dei calcoli tramite il menu "Run" e consultare i risultati dell'analisi, dal menu a cascata "Results" nella parte sinistra della schermata. La scheda "Results Summary" permette di avere una visione d'insieme di tutte le grandezze principali, come illustrato in Figura 5.5:

Aircooled Summary											
1	Unit Length/Width/Height	10,889	/ 5,1308	/ 0,4445	m	Tube inclination	Horizontal				
2	Bays/unit	1	Bundles per bay	2	Tube Rows	7	Passes	3	X-side flow direction	0 Degrees	
3	Inline									Tube flow orientation	Counter-current
4	Total surface	9040,9	Ext surface/bundle	4520,4	Bare/Bundle	207,1	m <sup>2</sup>	Ratio (Total/Bare)	21,82		
5	Rating / Checking										
6	Performance of the Unit										
7	<b>Process Data</b>				<b>Tube Side</b>		<b>X-Side</b>		<b>Heat Transfer Parameters</b>		
8	Total flow	kg/s	In	Out	In	Out	Total heat load	kW			4846,6
9	Gas				263,8	263,8	Effective MTD	°C			22,8
10	Vapor		17,93	0			Actual/required area ratio(dirty/clean)	1,01 /			1,08
11	Liquid		0	17,93			<b>Coef/Resist (Bare)</b>	W/(m <sup>2</sup> K)		m <sup>2</sup> K/W	%
12	Cond./Evap.			17,93		0	Tube side film	3474,5		0,00029	14,93
13	Temperature	°C	66,3	60,29	29	47,26	Tube side fouling	8670,2		0,00012	5,98
14	Quality/Humidity ratio		1	0			Tube wall	19017		0,00005	2,73
15	Pressure (abs)	bar	22,03	21,7148;			Outside fouling	0		0	0
16		Pa			101326	101326	Outside film	679,5		0,00147	76,35
17	DP		0,31513		201		Overall fouled	518,8		0,00193	
18	Velocity	m/s	5,18	0,9	8,81	9,35	Overall clean	551,9		0,00181	
19											
20	<b>Liquid Properties</b>				<b>Tube Side Pressure Drop</b>		<b>bar</b>		<b>%</b>		
21	Density	kg/m <sup>3</sup>	406,86	423			Inlet nozzle	0,00987		3,34	
22	Viscosity	mPa s	0,0587	0,0652			Inlet header	0,00027		0,09	
23	Specific heat	kJ/(kg K)	3,65	3,52			Inside tubes	0,27061		91,6	
24	Th Cond	W/(m K)	0,0809	0,0835			Across pass	0,00015		0,05	
25	Surface	N/m					Other header	0,00008		0,03	
26	<b>Vapor Properties</b>				<b>Outlet nozzle</b>		<b>0,01445</b>		<b>4,89</b>		
27	Density	kg/m <sup>3</sup>	49,24	49,56	1,17	1,1	<b>Outside Pressure Drop</b>				
28	Viscosity	mPa s	0,0105	0,0104	0,0186	0,0194	<b>Pa</b>		<b>%</b>		
29	Specific heat	kJ/(kg K)	2,167	2,16	1,007	1,008	Ground clearance	0		0	
30	Th Cond	W/(m K)	0,0236	0,0233	0,0264	0,0278	Fan inlet	14		7,15	
31	<b>Two-Phase Properties</b>				<b>Bundle</b>		<b>185</b>		<b>92,15</b>		
32	Latent	kJ/kg					Louvers	0		0	
33	Molecular weight		44,09	28,96			Steam Coil	0		0	
34											
35	<b>Heat Transfer Parameters</b>				<b>Heat Load</b>		<b>kW</b>				
36	Reynolds No. vapor		482935,4	0	14090,51	13484,98	Vapor	161,4			
37	Reynolds No. liquid		0	116235,9			Cond./Evap.	4582,2			
38	Prandtl No. vapor		0,96	0,96	0,71	0,7	Liquid	103			
39	Prandtl No. liquid		2,65	2,75			Inlet/Actual dirty ratio	1			

Figura A.5: Sommario dei risultati di Aspen Air Cooled Heat Exchanger.

Schede più dettagliate si trovano nei menu a cascata “Thermal/Hydraulic Summary” e “Mechanical Summary”. In quest’ultimo è presente anche un plot dell’unità nel suo complesso e della disposizione dei tubi. Alla voce “Calculation Details” sono invece presenti i calcoli dettagliati, a diverse distanze dall’ingresso nei tubi, passo per passo e rango per rango. Da qui è possibile visualizzare in grafico l’andamento di tutte le grandezze d’interesse al procedere dall’ingresso verso l’uscita dei tubi.